

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

# **Bakalářská práce**

**2016**

**Radek Štramberský**

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Univerzitní studijní programy**  
**Katedra automatizační techniky a řízení**

**Aktivní tlumení vibrací s použitím piezoaktuátorů typu patch**

**Active vibration control  
with the use of piezoactuators of the patch type**

Student:

Radek Štramberský

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Štramberský**

Studijní program: B3943 Mechatronika

Studijní obor: 3906R006 Mechatronické systémy

Téma: **Aktivní tlumení vibrací s použitím piezoaktuátorů typu patch**  
**Active Vibration Control with the Use of Piezoactuators of the Patch Type**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s systémy aktivního řízení vibrací (AVC) a definujte, jaké funkce mají plnit v mechanických systémech s malým tlumením.
2. Popište použití piezoaktuátorů v systémech AVC pro vetknuté nosníky.
3. Navrhněte a realizujte simulační a fyzikální model systému AVC.
4. Zhodnoťte dosažené výsledky

Seznam doporučené odborné literatury:

PREUMONT, A., SETO, K. Active control of structures. 3rd ed. Chichester, U.K.: John Wiley, 2008, ix, 296 p. ISBN 04-700-3393-2.

PREUMONT, A. Vibration control of active structures an introduction. 3rd ed. Berlin: Springer, 2011. ISBN 978-940-0720-336.

TŮMA, J., MAHDAL, M., ŠURÁNEK, P. Simulation study of the non-collocated control of a cantilever beam. MECHANICS AND CONTROL, Vol. 32 No. 3 2013, ISSN: 2300-7079, <http://dx.doi.org/10.7494/mech.2013.32.3.110>.

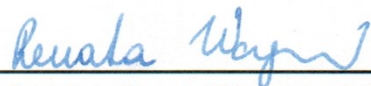
Dokumentace k aktuátoru QPK-1001, 2014 [online].[cit. 20. 10. 2015] Dostupné z: <http://www.mide.com/pdfs/quickpack-qpk-1001-datasheet.pdf>

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.**

Datum zadání: 20.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Renata Wagnerová, Ph.D.  
vedoucí katedry

VYSOKÁ ŠKOLA BAŇSKÁ  
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA  
708 33 Ostrava-Poruba  
17. listopadu 15/2172



prof. Ing. Petr Noskiewicz, CSc.  
prorektor pro studium

## Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2016.....

  
.....

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě ..... 15.5.2016

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Štramberský Radek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Poruba 12, Hustopeče nad Bečvou



Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Jiří Tůmovi, CSc. za užitečné rady a především trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mne podporovali a motivovali v mé práci.

## Anotace bakalářské práce

ŠTRAMBERSKÝ R. *Aktivní tlumení vibrací s použitím piezoaktuátorů typu patch : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, Katedra automatizační techniky a řízení, 2016, 51 s. Vedoucí: Tůma, J.

Vibrace jsou předmět našeho zájmu právě proto, že většinou nejsou žádoucí. Tlumením vibrací jsme schopni prodloužit životnost strojů, zvýšit komfort nebo umožnit fungování přesných strojů. Piezoaktuátory typu patch mají mnoho výhod- jsou cenově a prostorově nenáročné a jednoduché k instalaci. Oproti jiným metodám poskytují velice nízké silové účinky. Přesto tyto aktuátory mohou být použity v malých, chytrých a precizních aplikacích.

V této práci je popsána metoda tvorby simulačního modelu vetknutého nosníku a aktivního tlumení jeho vibrací (nekolokované řízení). Ukotvený nosník je nahrazen konečným počtem setrvačných bodů oddělených pomocí torzních pružin a tlumičů. Model je vytvořen v programu MATLAB/Simulink, kde je systém popsán pomocí stavového popisu.

Také je zde navržen fyzický model k testování piezoelektrických produktů MIDÉ. Hliníkový pásek je kinematicky buzen pomocí vibrátoru a poté tlumen aktuátorem QPK-4011, který využívá zpětnovazební řízení za použití senzoru QPK-1001 nebo Dopplerova laseru.

Keywords: Aktivní tlumení vibrací, vetknutý nosník, piezoelektrické patch aktuátory a senzory, positive position feedback, nekolokované řízení, Euler-Bernoulliho teorie.

## Annotation of Bachelor Thesis

ŠTRAMBERSKÝ R. *Active Vibration Control with the Use of Piezoactuators of the Patch Type : Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava, University study programmes, Department of Control Systems and Instrumentation, 2016, 51 s. Supervisor: Tůma, J.

There are a lot of situations where the vibrations of a system are our subject of interest because they are desired less frequently. Piezoactuators of patch type have a lot of advantages. They are cheap and easy to work with. Anyway in contrast to other methods of the active vibration control the bending moment of these actuators is very low. Even that these actuators can be used in small, smart and precise systems.

There have been described the method to create the simulation model of a cantilever beam and the active vibration system (non-collocated control). The cantilever beam is replaced by a finite number of the inertia bodies which are separated by torsion springs and dampers. The model is then created in MATLAB/Simulink environment where the State-Space blocks are used.

Also there is designed a physical model which use the MIDÉ's actuators of the type QPK-4011 which are clamped to an aluminum strip. This strip is kinetically excited by a vibrator and then damped with the use of the actuator QPK-1001 acting as displacement sensor located near fixed end or with use of the Doppler laser vibrometer measuring the beam free end vibrations.

Keywords: Active vibration control, cantilever beam, piezoelectric patch actuators and sensors, positive position feedback, non-collocated control, Euler-Bernoulli beam theory.

## Obsah

Obsah .....	7
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	8
Úvod.....	10
1 Aktivní tlumení vibrační systémů s malým tlumením.....	11
1.1 Systémy s malým tlumením (jeden stupeň volnosti) .....	11
1.2 Využití AVC pro tlumení systému s malým tlumením .....	14
1.3 Tlumení vibrační vetknutých nosníků .....	15
1.4 Použití piezoaktuátorů typu ‘patch’ .....	21
2 Simulační model .....	25
2.1 Parametrizace nosníku .....	25
2.2 Model v programu Simulink.....	27
2.3 Vizualizace výsledků .....	30
3 Fyzikální model .....	33
3.1 Tvorba fyzikálního modelu.....	33
3.2 Tvorba softwarové podpory .....	40
3.3 Efekt aktivního tlumení vibrační .....	43
Závěrečné zhodnocení .....	47
Seznam použité literatury .....	48
Seznam obrázků.....	50



## Seznam použitých symbolů a zkratek

AVC	Active vibration control (Aktivní řízení vibrací)
HIL	Hardware-in-the-loop (Hardware ve smyčce)
PPF	Positive position feedback
RTI	Real Time Interface (Rozhraní reálného času)
VRLM	Virtual Reality Modeling Language (jazyk pro modelování virtuální reality)
A	Matice vnitřních vazeb
B	Matice vazeb systému na vstup
b	Součinitel viskozního tlumení
b	Šířka
C	Matice výstupu na stav
D	Matice vstupu na výstup, Součinitel tlumení
E	Youngův modul
F	Síla
G	Přenosová funkce systému
h	Výška
I	Moment setrvačnosti
J	Moment setrvačnosti
K	Torzní tuhost
k	Tuhost pružiny
L	Délka nosníku
M	Moment síly
M <sub>o</sub>	Ohybový moment
m	Hmotnost
S	Obsah průřezu
s	Proměnná v komplexní rovině
T <sub>0</sub>	Časová konstanta
U	Elektrické napětí
u	Vektor vstupů
w	Výchylka
x	Vzdálenost od vetknutého konce

$x$	Stavový vektor
$y$	Výchylka, Vektor výstupů
$\zeta$	Součinitel poměrného tlumení
$\rho$	Hustota materiálu
$\omega$	Úhlová rychlost

## Úvod

S mechanickými vibracemi se setkáváme snad u každé technologické aplikace, avšak jen málokdy se jedná o žádoucí jev. V systémech s malým tlumením mohou dokonce způsobit destrukci. Další problémy způsobené výskytem vibrací jsou vznikající hluk a nepřesnosti. Zkoumáním a tlumením vibrací tedy můžeme zamezit destrukci, zvýšit komfort nebo umožnit provoz přesných strojů, jako jsou například DVD přehrávače, optické teleskopy nebo nástroje pro obrábění.

Vibrace mohou být zredukovány buď metodou izolace, kdy je zabráněno přenosu vibrací na citlivé části oddělením od ostatních částí způsobující vibrace, vyztužením, díky čemuž jsou rezonanční frekvence posunuty do oblasti, která nemůže nastat, anebo tlumením, kdy je energie vibrací rozptýlena do okolí nebo uložena a znovu využita. Tato práce se zabývá poslední ze jmenovaných metod a to tlumením. [1]

Způsoby potlačení mechanických vibrací rozdělujeme na pasivní, aktivní a hybridní, které využívá výhody aktivních i pasivních metod. S rozvojem techniky (především výpočetní) se v poslední době dostaly do popředí hlavně metody aktivního tlumení neboli řízení vibrací (Active Vibration Control – dále AVC). [1]

Aktivní metody tlumení vibrací jsou takové, které sestávají z pasivních zařízení s nastavitelnými parametry, které jsou řízeny v závislosti na výstupu ze senzorů. Obsahují tedy zpětnou vazbu realizovanou měřicím obvodem. Sensory pro aktivní řízení vibrací mohou být snímače výchylky, rychlosti, zrychlení nebo síly. Pro tlumení vibrací potřebujeme do systému přidat derivační složku (odpor proti pohybu, který je závislý na rychlosti), která v těchto mechanických systémech téměř chybí. [14]

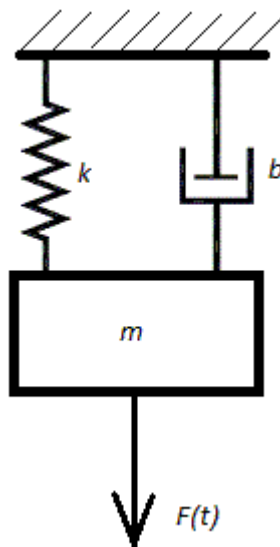
U aktivního řízení vibrací je zapotřebí zaručit stabilitu a robustnost systému, což je řešeno aktuátory, snímači a hlavně řídicím systémem s rychlou odezvou, aby nedošlo k fázovému posuvu. K tomuto účelu obecně používáme piezoelektrické lineární aktuátory, elektromagnety nebo například magnetorheologické kapaliny.

V této práci se budeme zabývat aktivním řízením vibrací konkrétně za použití piezoelektrických aktuátorů typu patch (neboli náplast). Hlavní výhodou těchto akčních členů je jejich jednoduchá instalace, odolnost proti zničení a cenová dostupnost. Nevýhodou je však jejich malý ohybový moment.

# 1 Aktivní tlumení vibračních systémů s malým tlumením

## 1.1 Systémy s malým tlumením (jeden stupeň volnosti)

Systém s jedním stupněm volnosti můžeme modelovat jako soustavu obsahující hmotu, pružinu a tlumič viz obrázek 1. [8]



Obrázek 1: Těleso v pružném prostředí

Diferenciální pohybová rovnice této soustavy je

$$m \cdot \ddot{y} = F(t) - b \cdot \dot{y} - k \cdot y, \quad (1)$$

kde

$m$  je hmotnost tělesa,

$y$  je výchylka,

$k$  je tuhost pružiny,

$b$  je odpor tlumiče,

$t$  je čas

a  $F$  je vstupní síla.

Téměř všechny mechanické soustavy můžeme nahradit soustavou takových bodů. Tuhost je vyjádřena elasticitou materiálu. Odpor proti pohybu (tlumení) v mechanických systémech je však malý a z toho důvodu se jej snažíme do systému dodat pomocí AVC.

Po převedení pohybové rovnice (1) do roviny komplexní proměnné  $s$  (pomocí Laplaceovy transformace) a následným upravením získáme přenos: [8]

$$m \cdot s^2 Y(s) + b \cdot s Y(s) + k \cdot Y(s) = U(s) \quad (2)$$

$$G(s) = \frac{U(s)}{Y(s)} = \frac{1}{ms^2 + bs + k} = \frac{K}{T_0^2 s^2 + 2T_0 \xi s + 1} \quad (3)$$

Výsledkem je přenos proporcionálního kmitavého systému 2. řádu, kde parametry přenosové funkce po substituci jsou:

$$K = \frac{1}{k} \quad (4)$$

$$T_0 = \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (5)$$

$$\xi = \frac{b}{2\sqrt{km}}, \quad (6)$$

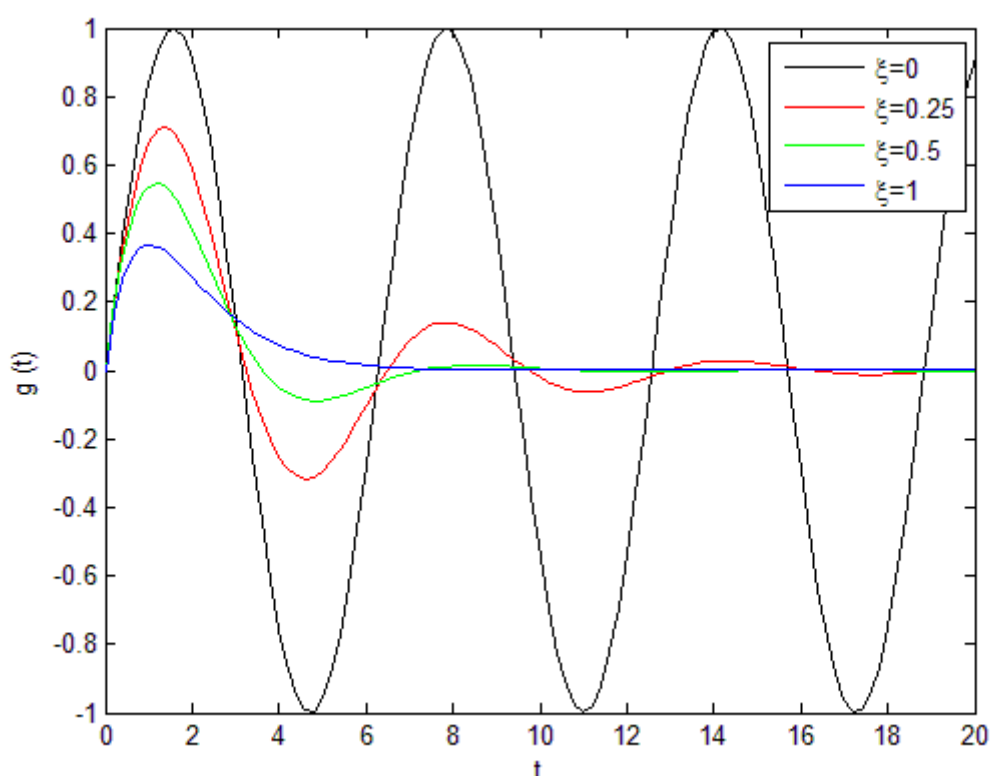
kde

$K$  je zesílení,

$T_0$  je časová konstanta,

a  $\xi$  je součinitel poměrného tlumení.

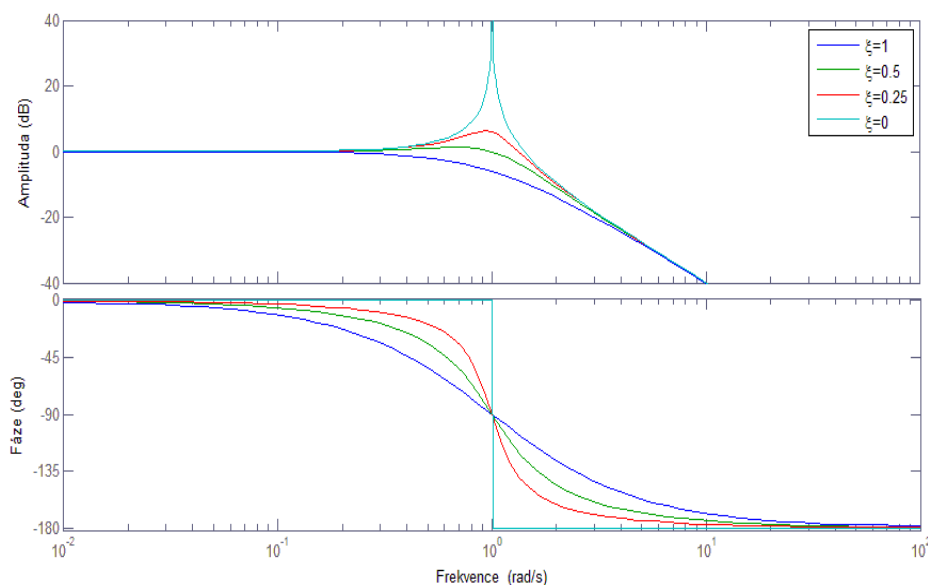
Při rozboru vibrací nás nejvíce zajímá součinitel poměrného tlumení  $\xi$ . Jeho vliv je znázorněn na impulsní charakteristice viz obrázek 2 a na logaritmické frekvenční charakteristice viz obrázek 3.



Obrázek 2: Vliv součinitele poměrného tlumení  $\zeta$  na impulsní charakteristiku

Ze zobrazených charakteristik je jasné, že systémy s malým tlumením jsou takové systémy, u kterých je koeficient poměrného tlumení  $\zeta$  menší než 0,25.

Ve chvíli, kdy u takového systému dojde k vychýlení nebo změně rovnovážné polohy, kmitá těleso kolem rovnovážné polohy, dokud se kmitání neutlumí. Pokud se přiblíží budící frekvence kritické rezonanční frekvenci, zvedá se amplituda do kritických mezí, kdy hrozí ztráta stability nebo je systém vystavený vyššímu mechanickému namáhání, což znamená, že je snížena životnost.



Obrázek 3: Vliv součinitele poměrného tlumení  $\xi$  na logaritmickou amplitudovou a fázovou charakteristiku

## 1.2 Využití AVC pro tlumení systému s malým tlumením

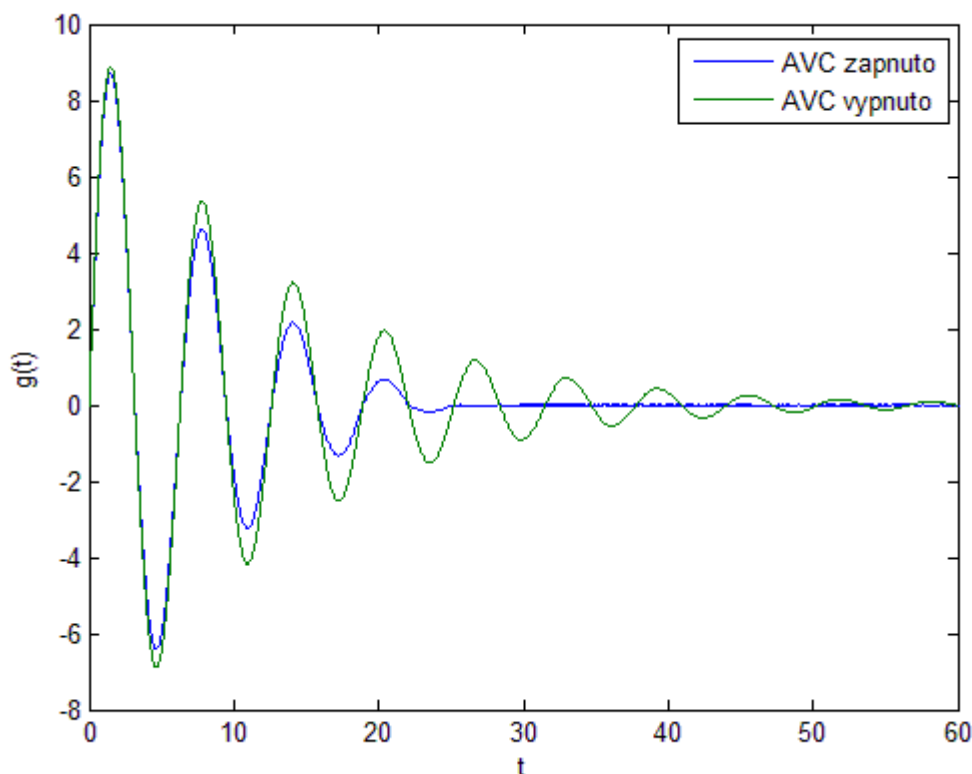
Aktivní tlumení vibrací spočívá v zavedení zpětné vazby, která určuje tlumící sílu. Vibrace měříme pomocí snímačů výchylky, rychlosti, zrychlení anebo síly.

Výstup námi zvolených snímačů poté přepočítáme na rychlost zvoleného pohyblivého místa a necháme působit akční člen na soustavu s opačnou fází. Systém je tlumený tak, že aktuátor silově působí na soustavu v opačné fázi. Vzhledem k povaze vibrací je zapotřebí vysoké vzorkovací frekvence. [14]

Jako akční členy se používají především precizní systémy, mezi které patří hlavně systémy elektromagnetické a piezoelektrické. Úspěšné tlumení vibrací lze vidět na obrázku 4, který obsahuje impulsní charakteristiky.



Při aktivním tlumení se rezonanční (vlastní) frekvence nemění, jsou však potlačeny účinky snížením amplitudy.



Obrázek 4: Účel potlačení vibrací

### 1.3 Tlumení vibrací vetknutých nosníků

Přestaneme-li působit na nosník silou a nosník není ve své rovnovážné poloze, bude nosník vibrovat na svých vlastních frekvencích v módech vibrací do té doby, než bude kinetická energie, která se mění v potenciální energii z důvodu pružnosti materiálu, která se opět mění v energii kinetickou, potlačena a nosník přejde do svého rovnovážného stavu.

K výpočtu těchto vibrací můžeme využít buď teorii Euler-Bernoulliho nosníku, nebo novější teorii Timošenkova nosníku, která z Euler-Bernoulliho teorie vychází, ale je přesnější pouze pro tlustší nosníky.

Z Euler-Bernoulliho teorie nosníků získáváme diferenciální pohybovou rovnici vibrací: [2]

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (7)$$

kde

$E$  je Youngův modul,

$I$  je plošný moment setrvačnosti a pro obdélníkový profil je dán vzorcem:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (8)$$

$b$  je šířka profilu,

$h$  je výška profilu,

$\rho$  je hustota materiálu nosníku,

$S$  je obsah průřezu.

Svislá změna polohy je závislá jak na čase, tak na poloze ve směru podél nosníku. Řešení rovnice (7) je třeba tedy upravit do následujícího tvaru:

$$y(x, t) = X(x) \cdot Q(t), \quad (9)$$

kde  $X(x)$  je funkce nezávislá na čase a  $Q(t)$  funkce nezávislá na poloze.

Po úpravě rovnice (7) dostaneme:

$$\frac{EI}{mX(x)} \cdot \frac{\partial^4 X(x)}{\partial x^4} = -\frac{1}{Q(t)} \cdot \frac{\partial^2 Q(t)}{\partial t^2} = \omega^2, \quad (10)$$

kde  $\omega$  je vlastní frekvence vibrací nosníku.

Nyní budeme počítat s levou stranou rovnice. Převědeme rovnici na homogenní:

$$\frac{\partial^4 X(x)}{\partial x^4} - \frac{m\omega^2}{EI} X(x) = 0 \quad (11)$$

Její obecné řešení je následující:

$$\beta = \frac{m\omega^2}{EI} \quad (12)$$

$$\lambda^4 - \beta^4 = 0 \quad (13)$$

$$X(x) = C_1 \cdot \sin(\beta x) + C_2 \cdot \cos(\beta x) + C_3 \cdot \sinh(\beta x) + C_4 \cdot \cosh(\beta x) \quad (14)$$

Okrajové podmínky vetknutého nosníku s druhým koncem volným jsou: [13]

$$y(0, t) = 0 \quad (15)$$

$$\ddot{y}(L, t) = 0 \quad (16)$$

Rovnice (15) obsahuje podmínku vetknutí, zatím co rovnice (16) nám udává podmínku toho, že ohybový moment na konci nosníku je nulový.

Dosazením podmínek (15) a (16) do vzorce (14) a po úpravě získáme: [13]

$$1 + \cos(\beta x) \cdot \cosh(\beta x) = 0 \quad (17)$$

Rovnice (17) má nekonečný počet řešení, což znamená, že má nekonečný počet modů a frekvenci kmitů. Nás zajímá pouze několik prvních (kladných) výsledků. Pro první mody (tvary kmitů) platí:

$$\beta L = 1,875 \quad (18)$$

$$\beta L = 4,6904 \quad (19)$$

$$\beta L = 7,548 \quad (20)$$

Poté už dokážeme vypočítat vlastní kmitočet dosazením do upravené rovnice (12):

$$\omega = \frac{(\beta L)^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad (21)$$

Tímto získáváme úhlové kmitočty vlastních kmitočtů jednotlivých tvarů kmitů. Prakticky nám stačí počítat pouze s několika počátečními mody. V této práci budeme pracovat s hliníkovým plechem, který má vlastnosti:

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$h = 1 \text{ mm}$$

$$E = 70 \text{ GPa}$$

$$\rho = 2700 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

První tři vlastní frekvence tedy jsou:

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 9,14 \text{ Hz}$$

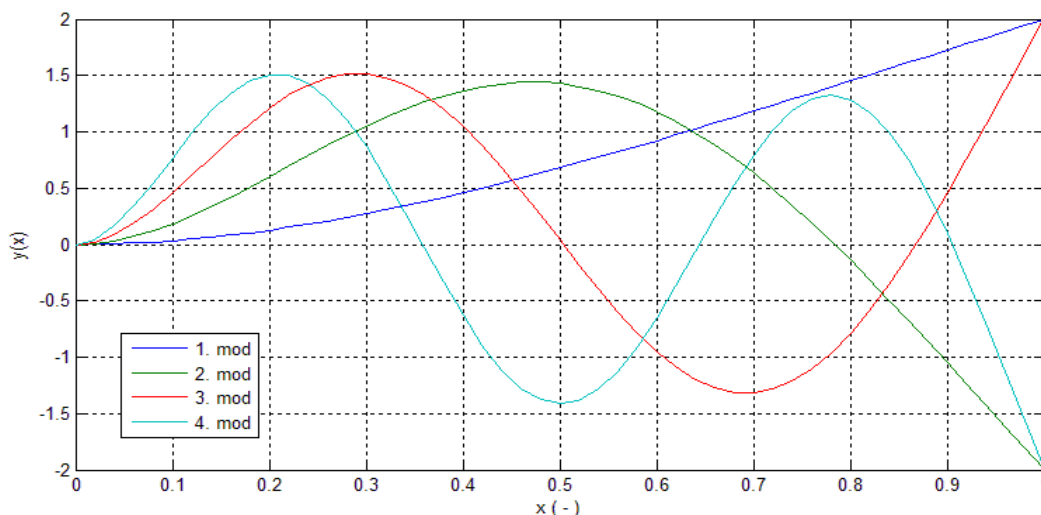
$$f_2 = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} = 57,18 \text{ Hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2 \cdot \pi} = 148,09 \text{ Hz}$$

Kromě ohybových vibrací je nosník vystaven také krutovým vibracím- ty však zanedbáme. Prakticky je vhodné vlastní frekvence vždy změřit, jelikož je výsledná frekvence ovlivněna všemi technickými úpravami nosníku a hmotou aktuátorů.

Upravením vzorce (14) a dosazením frekvencí získáme závislost vibrací na poloze. Jestliže tyto hodnoty vyneseme do grafu, získáme tvar jednotlivých modů kmitání. První tři mody jsou zobrazené na obrázku 5. Po úpravě vzorce (14) získáme: [13]

$$X(x) = \frac{(\cos \beta + \cosh \beta) \cdot \left( \sin \frac{\beta x}{L} - \sinh \frac{\beta x}{L} \right)}{\sin \beta + \sinh \beta} + \cosh \frac{\beta x}{L} - \cos \frac{\beta x}{L} \quad (22)$$



Obrázek 5: Mody vibrací - tvar

Nyní, když jsme získali tvar a frekvence jednotlivých modů kmitání, můžeme již vibrace aktivně tlumit. Výsledné vibrace jsou součet jednotlivých modů kmitání. Díky tvaru kmitů dokážeme určit optimální pozici senzorů a aktuátorů. Aktuátor umístíme co nejblíže k pevnému konci.

Každý tvar kmitů vetknutého nosníku má místa (zvaná uzly), ve kterých je výchylka po celou dobu nulová. V těchto místech nemůžeme výchylku tohoto režimu změřit. Výchylka žádného modu kmitání nebude nulová na konci nosníku. Navíc je pro nás nejdůležitější ustálená poloha konce nosníku, to je bez kmitů. Podle typu tlumení umístíme snímač buď do stejného místa jako aktuátor (kolokované řízení) nebo na rozdílná místa (nekolokované řízení).

Síla, kterou působí aktuátor na nosník je ovládaná z regulátoru. Protože v soustavě chybí tlumení, preferujeme derivační vazbu, což znamená, že použijeme jako vstup regulátoru přímo měřenou rychlost. Zatímco u kolokovaného řízení jsou výchylky pro všechny mody stejného směru tj. bez posunu fáze, u nekolokovaného řízení dochází k fázovému posuvu a

došlo by tak tímto způsobem k potlačení lichých modů avšak k zesílení sudých, které jsou fázově pootočené o  $\pi$  radiánů. Tato zpětná vazba má stabilizační účinek pro liché mody, atímco u sudých modů může vést k nestabilitě. Tomuto řízení se říká Positive Position Feedback (PPF).

Mody můžeme tlumit buď jednotlivě pomocí paralelního zapojení filtrů typu pásmová propust nebo můžeme využít filtr typu all-pass. [14]

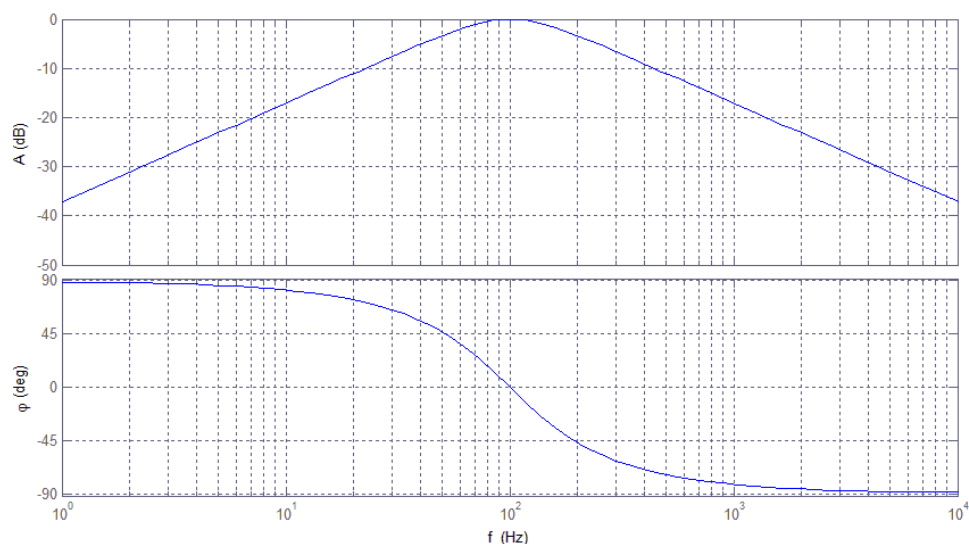
Přenos filtru druhého řádu typu pásmová propust je: [11]

$$G(s) = \frac{2 \cdot \xi \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_l) \cdot s}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_l) \cdot s + (2 \cdot \pi \cdot f_l)^2}, \quad (23)$$

kde

$\xi$  je poměrné tlumení a volíme jej obvykle 0,7. Tato hodnota udává rezonanční zesílení. Příliš nízké hodnoty způsobí nestabilitu systému.

Dále veličina  $f_l$  je naladěná frekvence filtru a volíme ji podle vlastní frekvence modu, který chceme tlumit. Fázový posun na této frekvenci je nulový. Pro ostatní frekvence je fázový posun od  $-\frac{\pi}{2}$  do  $\frac{\pi}{2}$ . Logaritmickeou frekvenční a amplitudovou charakteristiku filtru naladěného na 100 Hz můžete vidět na obrázku 6. [11]



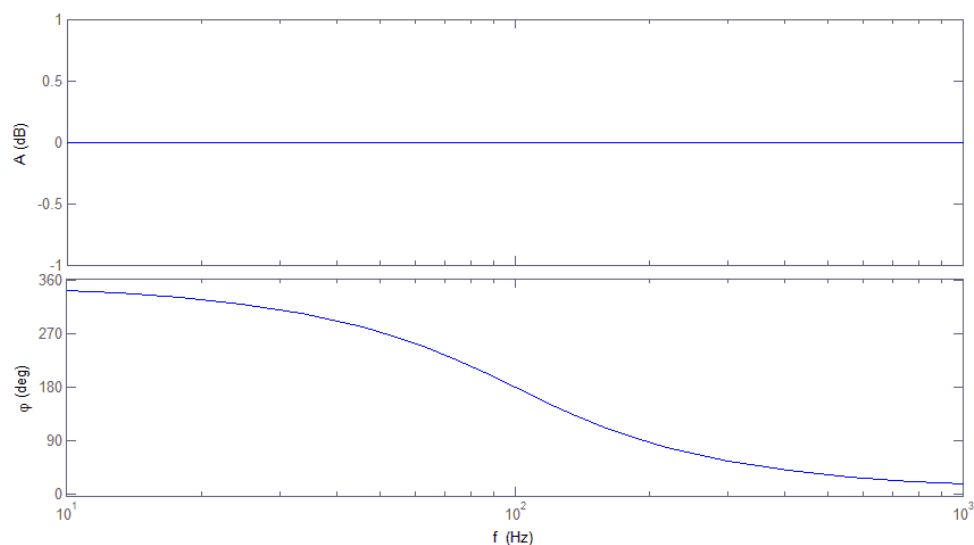
Obrázek 6: Logaritmickeou frekvenční a fázová charakteristika filtru typu pásmová propust

Přenos filtru typu all-pass je: [12]

$$G(s) = \frac{s^2 - 2 \cdot \xi \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_l) \cdot s + (2 \cdot \pi \cdot f_l)^2}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_l) \cdot s + (2 \cdot \pi \cdot f_l)^2} \quad (24)$$

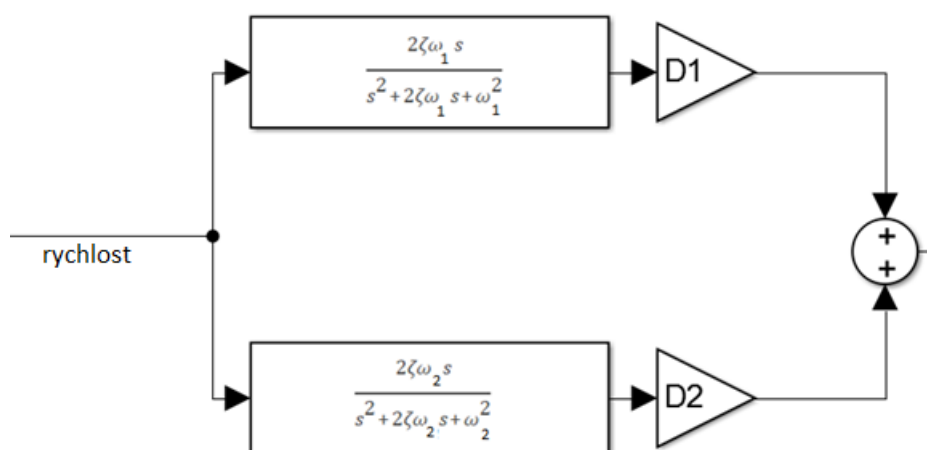
Tento filtr je výhodný v tom, že neovlivňuje velikost signálu v celém frekvenčním spektru, ale pouze otáčí fázi v bodě naladění. Díky tomu můžeme tento filtr naladit na frekvenci druhého modu, kdy se fáze otočí o  $\pi$ , přičemž se poté opět fázový posun pootočí o dalších  $\pi$  radiánů. Zpětná vazba bude mít na tlumení druhého modu příznivý účinek. Signál pro potlačení prvního modu kmitání tedy není ovlivněn.

Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika je znázorněna na obrázku 7.



Obrázek 7: Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika all-pass filtru

Jednotlivé mody můžeme tlumit zvlášť tím, že zapojíme jednotlivé filtry paralelně viz obrázek 8. [14]



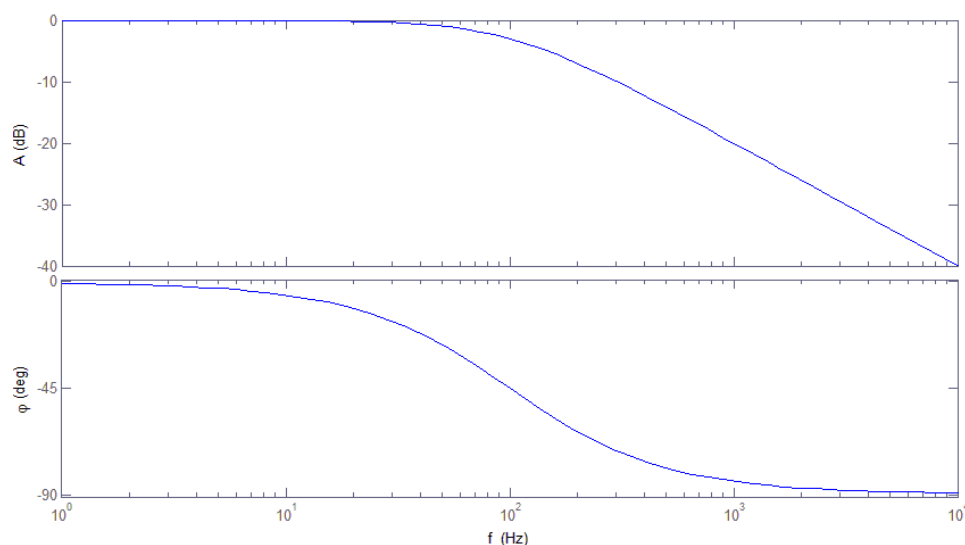
Obrázek 8: Paralelní řízení pomocí pásmových filtrů

Nakonec je také vhodné implementovat filtr typu dolní propust k odfiltrování vysokých frekvencí, jelikož nechceme, aby se nestability těchto vyšších módů projevily.

Přenos nízkopropustného filtru prvního řádu je: [11]

$$G(s) = \frac{1}{\frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot f_L)^s + 1}} \quad (25)$$

Logaritmickou amplitudovou a fázovou charakteristiku tohoto filtru lze vidět na obrázku 9.



Obrázek 9: Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika low-pass filtru

#### 1.4 Použití piezoaktuátorů typu 'patch'

Piezelektrický jev je vlastnost některých látek (známé jako piezelektrické látky), která při působení mechanického namáhání (tah nebo tlak) generuje na plochách materiálu elektrické napětí. Vlivem deformace jsou ionty přesunuty tak, že se náboj mezi dvěma body materiálu mění. Jedná se tedy o převodník mechanického na elektrické napětí. Pokud na plochy tohoto materiálu přivedeme elektrické napětí, materiál se naopak deformuje. Jev je reciproký. Díky jejich rychlé odezvě jsou vhodnými akčními členy pro aktivní tlumení vibrací.

Piezelektrické aktuátory mění svůj tvar pomocí přivedeného napětí. Tyto aktuátory dosahují velké síly, ale velice malého zdvihu. To neplatí pro piezelektrické převodníky typu patch, které jsou schopny dosáhnout síly na konci volného konce v konfiguraci vetknutého nosníku (piezelektrický aktuátor je ukotven na jedné straně, zatím co je měřena síla na



druhém konci) 1,4N v případě produktu MIDÉ QPK-4011. Tuto sílu lze dosáhnou symetricky při napájení oběma polaritami. [9]

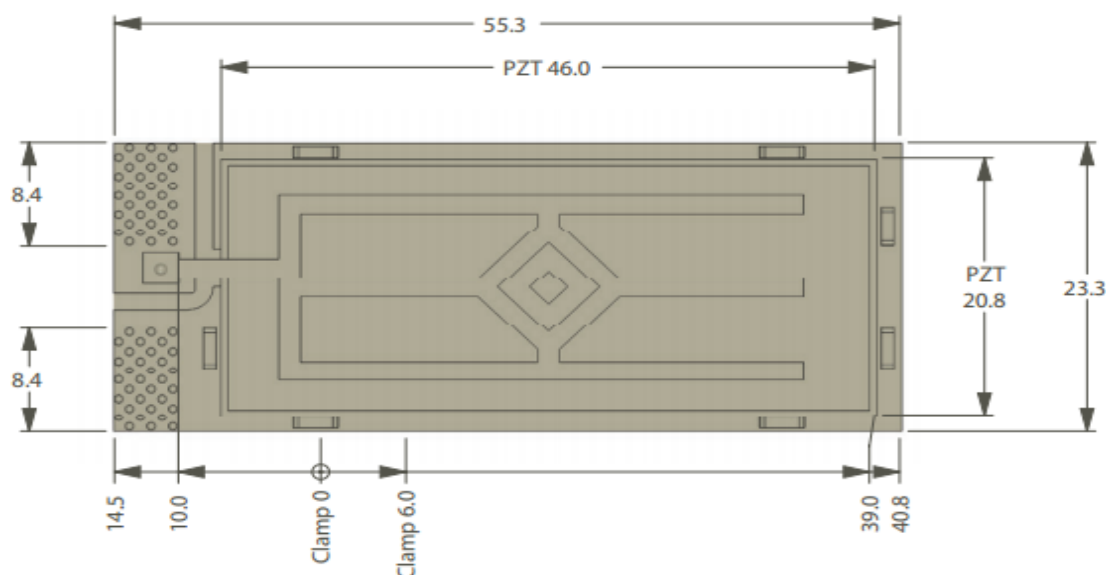
Povrchový piezoelektrický aktuátor je vyrobený z plátku vysoce výkonné piezoelektrické křehké keramiky obalený ochranným materiálem, hermeticky zapečetěn a elektricky izolován. Tento typ aktuátorů není schopen vytvářet velké síly. [9]

Tuto metodu má patentovanou firma MIDÉ, jejichž aktuátory a senzory, konkrétně *qpk-1001* a *qpk-4011*, využíváme v této práci. Starší označení QPK je nově nahrazováno novějším PPA, což je název této patentované metody (Piezo Protective Advantage). [10]

Tyto náplasti při deformaci nebo zatížení mechanickými vibracemi generují napětí, které můžeme zesílit a informaci zpracovávat nebo můžeme energii shromažďovat a napájet nenáročná zařízení v nedostupných místech nebo pro napájení bezdrátových zařízení. Také můžeme využít reciprokého přístupu a vibrace tlumit působením akčního zásahu v opačné fázi k účinkům vibrací. Firma MIDÉ uvádí také další způsoby využití, jako ovládání ventilu nebo chladič. [10]



Obrázek 10: Piezoelektrický senzor a aktuátor MIDÉ QPK-1001 [9]



Obrázek 11: Rozměry MIDÉ QPK-1001 v mm [10]

QPK-1001 neboli PPA-1001 (viz obrázky 10 a 11) jsou cenově nejdostupnější piezoelektrické aktuátory od firmy MIDÉ. Při statickém napájení o hodnotě 200V můžeme na nosník působit silou maximálně 142,57 mN. Ocelový plíšek je možno přilepit k soustavě pomocí 5-minutového epoxidového lepidla a ke kontaktům připájet konektor. Jelikož se jedná o ocelové plošky, je třeba k zapájení vhodné pájecí kapaliny. [9]

Pro napájecí elektrické napětí  $U$  větší než 100V lze sílu  $F$  vypočítat podle tohoto vzorce, kde  $y$  je výchylka konce aktuátoru:

$$F(y, U) = -355 \cdot y + 0,0007128 \cdot U \quad (26)$$

Tento piezoelektrický člen můžeme napájet také s opačnou polaritou se symetrickými silovými účinky.

Pro nulovou výchylku tedy můžeme naměřit ohybovou sílu pomocí:

$$F(y, U) = 0,0007128 \cdot U \quad (27)$$

Pokud senzor umístíme na nosník, působí aktuátor na nosník jako silová dvojice s délkou pracující piezo keramiky  $r = 46$  mm.

Ohybový moment, který tento aktuátor vytvoří tedy je:

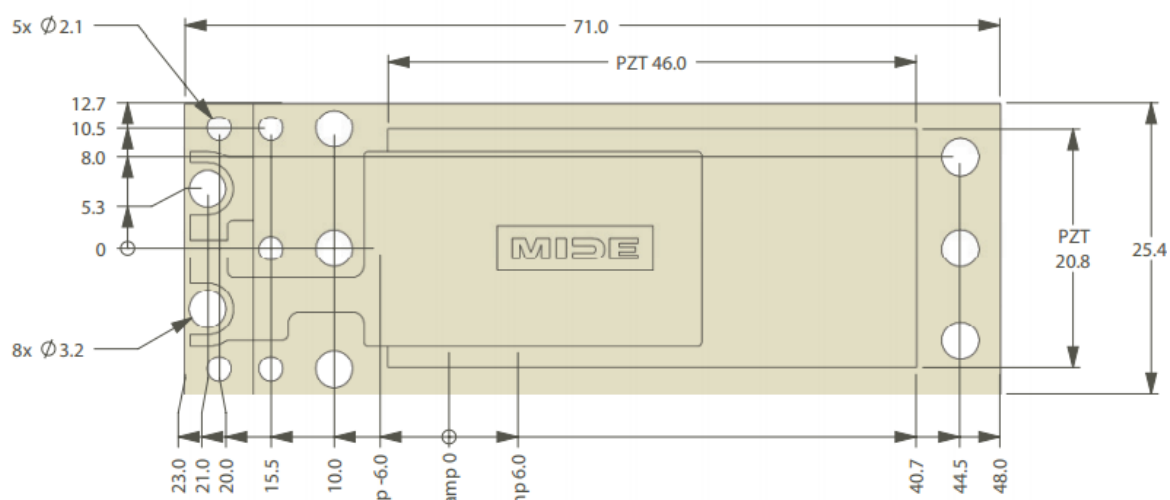
$$M(y, U) = F(y, U) \cdot 0,046 \quad (28)$$

Pro vyšší silové účinky můžeme zvolit nejsilnější z MIDÉ produktů a to *QPK-4011* neboli *PPA-4011*. Jeho vzhled a rozměry můžete vidět na obrázcích 12 a 13. Jedná se o robustnější typ, který má na ukotvení předvrtané otvory na šrouby. *PPA-4011* je složen ze

čtyř vrstev *PPA-1011*, jeho silové účinky jsou nejvyšší, avšak není schopen tak velkého statického vychýlení. Maximálně můžeme na jeho kontakty přivést elektrické symetrické napájení se špičkou 120 V. [9]



Obrázek 12: Piezoelektrický senzor a aktuátor MIDÉ QPK-4011 [10]



Obrázek 13: Rozměry MIDÉ QPK-4011 v mm [10]

Závislost síly na výchylce pro tento typ již firma MIDÉ nedodává.

Nevýhoda produktů MIDÉ PPA-1001 a PPA-4011 je ta, že je nemůžeme umístit naproti sobě z důvodu stejných rozměrů. Cena PPA-4011 je více než osminásobek ceny PPA-1001.

## 2 Simulační model

### 2.1 Parametrizace nosníku

Pro simulace AVC nosníku jsme zvolili program firmy MathWorks s názvem MATLAB, který bude využívat komponentu určenou k simulacím Simulink.[8]

Při tvorbě modelu předpokládáme, že nosník je z homogenního a izotropního materiálu. Nosník popíšeme pomocí stavového popisu, což je metoda, při níž matematicky vyjádříme vztah vazeb v systému pomocí následujících rovnic:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{C}\mathbf{u} \quad (29)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{B}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}, \quad (30)$$

kde

$\mathbf{x}$  je stavový vektor,

$\mathbf{u}$  je vektor vstupů,

$\mathbf{y}$  je vektor výstupů,

$\mathbf{A}$  je matice vnitřních vazeb,

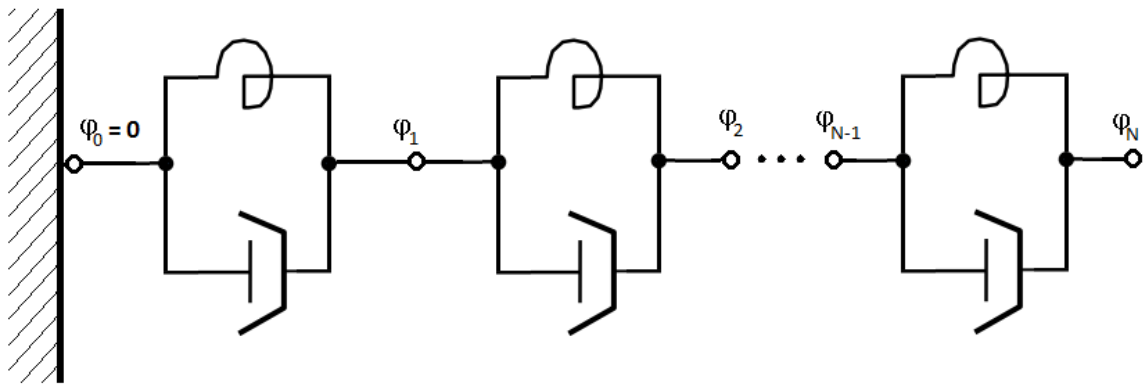
$\mathbf{B}$  je matice vazeb systému na vstup,

$\mathbf{C}$  je matice výstupu na stav,

$\mathbf{D}$  je matice vstupu na výstup.

Hlavní výhoda stavového popisu je ta, že je v Simulinku realizován pouze jedním blokem a díky tomu je realizace změn tohoto složitého modelu snadná. Můžeme tedy realizovat model s vyšším stupněm volnosti (prakticky 6 až 50), který je závislý pouze na výpočetním výkonu. Jedná se také o možnost, díky které jsme schopni realizovat systém s proměnným stupněm volnosti.

Ukotvený nosník můžeme modelovat jako soustavu  $N$  hmotných bodů spojených mezi sebou pomocí torzních pružin a tlumičů. Torzní pružina působí proti natočení oproti předcházejícímu úhlu, který svírá spojnice sousedních úhlů s vodorovným směrem, to znamená, že torzní moment od této pružiny je úměrný rozdílu těchto úhlů. Totéž platí pro torzní tlumič. Schéma je znázorněno na obrázku 14.



Obrázek 14: Náhradní schéma ukotveného nosníku

Pohybová rovnice  $N$ -tého hmotného bodu je dána vztahem:

$$\ddot{\varphi}_N = \frac{M_{oN} - K \cdot \varphi_N - B \cdot \dot{\varphi}_N + K \cdot \varphi_{N-1} + B \cdot \dot{\varphi}_{N-1}}{J}, \quad (31)$$

kde  $J$  je moment setrvačnosti, který je pro kvádř s posunutou osou rotace (s použitím Steinerovy věty):

$$J = \frac{1}{12} \Delta m \Delta l^2 + \frac{1}{4} \Delta m \Delta l^2 \quad (32)$$

$\Delta m$  je hmotnost hmotného bodu,

$\Delta l$  je délka hmotného bodu,

$K$  je torzní tuhost,

$D$  je součinitel tlumení,

a  $M_o$  je působící ohybový moment.

Nyní jsme schopni definovat stavový popis. Stavové veličiny této soustavy jsou vychýlení  $\varphi$  a jeho změna. Jako vstup používáme ekvivalentní ohybové momenty  $M_{oN}$ .

Počítáme-li, že je nosník vychylován silou působící na konci nosníku, vypočítáme ekvivalentní moment podle následujícího vztahu:

$$M_{oN} = (N_{MAX} - N) \cdot 2 + \frac{F \cdot \Delta l^2}{2} \quad (33)$$

Tuhost  $K$  odvozujeme z funkce průhybové čáry po zatížení momentem:

$$\ddot{y}(x) = \frac{M(x)}{EI} \quad (34)$$

Součinitel tlumení určujeme experimentálně, případně volíme nižší, abychom mohli lépe vidět účinky aktivního tlumení vibrací. Prakticky mají mechanické soustavy tlumení velice nízké.

Po dosazení prvků všech matic dostaneme:

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \vdots \\ \dot{\phi}_N \\ \ddot{\phi}_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -\frac{K}{J} & -\frac{D}{J} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \frac{K}{J} & \frac{D}{J} & -\frac{K}{J} & -\frac{D}{J} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & -\frac{K}{J} & -\frac{D}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \dot{\phi}_1 \\ \phi_2 \\ \dot{\phi}_2 \\ \vdots \\ \phi_N \\ \dot{\phi}_N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ \frac{1}{J} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{1}{J} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \frac{1}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{o1} + M_{AVC} \\ M_{o2} \\ \vdots \\ M_{oN} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \dot{\phi}_1 \\ \phi_2 \\ \dot{\phi}_2 \\ \vdots \\ \phi_N \\ \dot{\phi}_N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{o1} + M_{AVC} \\ M_{o2} \\ \vdots \\ M_{oN} \end{bmatrix}$$

## 2.2 Model v programu Simulink

Naplnění matic provedeme pomocí jednoduchého MATLAB skriptu:

```
A = zeros(N*2,N*2);
B = zeros(N*2,N);
C = zeros(N,N*2);
D = zeros(N,N);

for i=1:N
    A(i*2-1,i*2)=1;
    A(i*2,i*2-1)=-K/J;
    A(i*2,i*2)=-D/J;
    if i>1
        A(i*2,i*2-3)=K/J;
        A(i*2,i*2-2)=D/J;
    end
    B(i*2,i)=1/J;
    C(:,i*2-1)=[linspace(0,0,i-1) linspace(1,1,N-i+1)].';
end
```

Ve vytvořeném modelu můžeme modelovat chování nosníku několika způsoby.

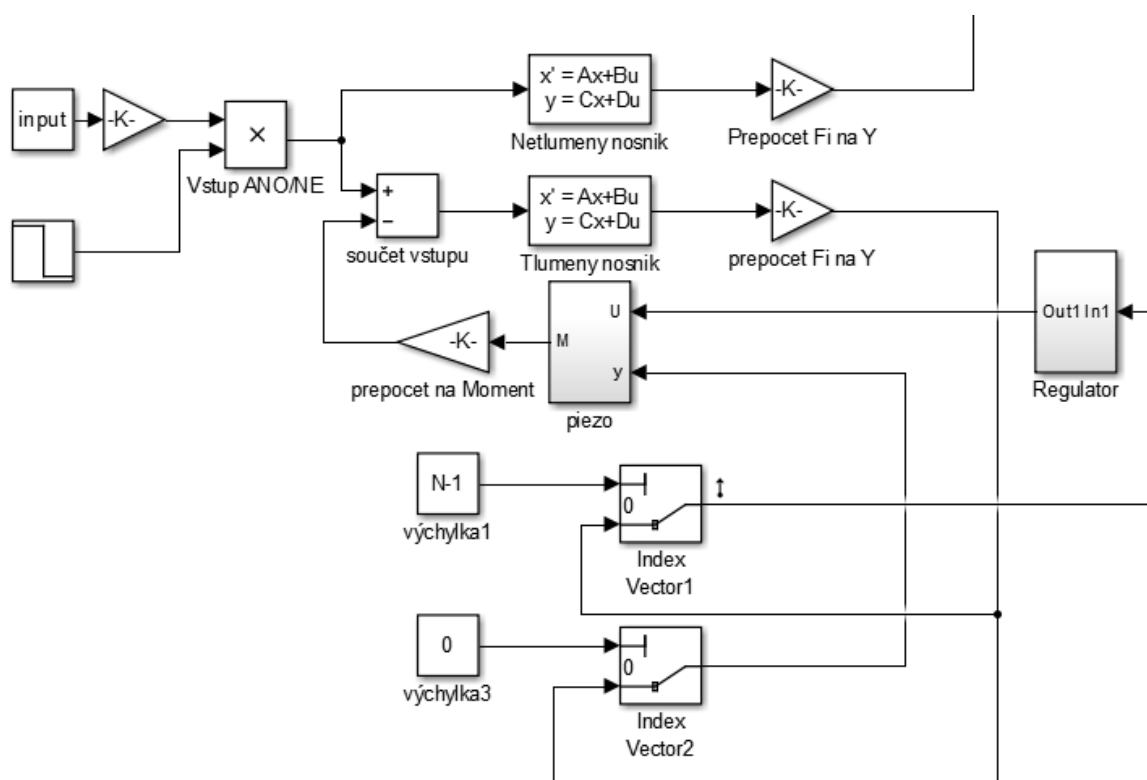
- Stavový popis má nastavené počáteční podmínky a na systém nepůsobí žádná vnější síla. Pozorujeme dokmitání nosníku.

- Nosník je na začátku simulace v rovnovážné poloze, která je narušena skokovou silovou změnou, která způsobí to, že se nosník rozkmitá kolem nové rovnovážné polohy, ve které se bude nacházet po utlumení vibrací.
- Nosník je na začátku simulace v rovnovážné poloze, která je narušena impulsní změnou. Tuto metodu budeme popisovat dále, jelikož se jedná o metodu, kterou v budoucnu budeme používat na skutečném reálném modelu.

Jelikož chceme vidět rozdíl mezi zapnutým a vypnutým AVC systémem, modelujeme dva nosníky současně pomocí dvou 'State-Space' bloků.

Na výstupu máme vektor absolutních úhlů natočení od vetknutí, které pomocí prvku 'gain' přepočítáváme na výchylku.

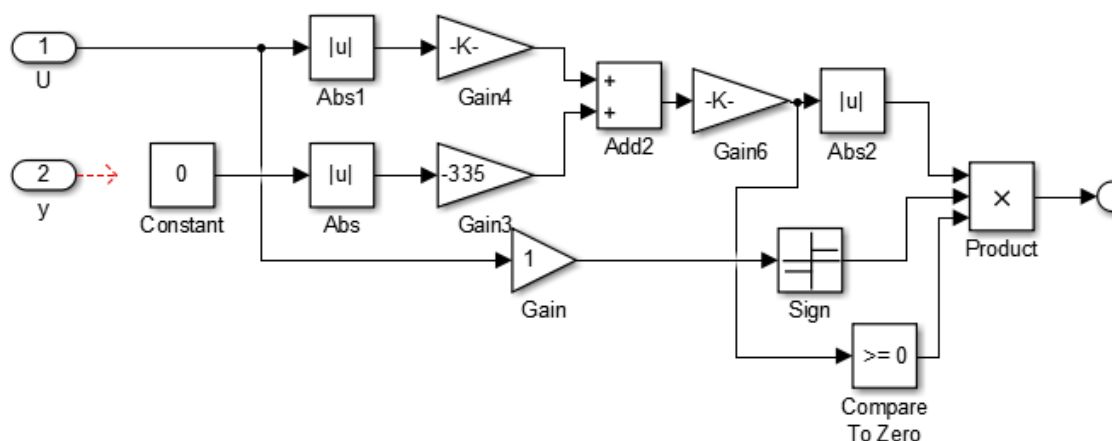
Jelikož pracujeme s vektory, ale potřebujeme pracovat s jednotlivými výstupy, jako je maximální výchylka  $y_N$  a vychýlení piezoelektrického aktuátoru  $y_1$ , použijeme bloky 'Index Vector', které fungují jako demultiplexery s adresními vstupy. Na rozdíl od programu MATLAB, který indexuje od 1, Simulink indexuje od 0.



Obrázek 15: Simulační model v programu Simulink

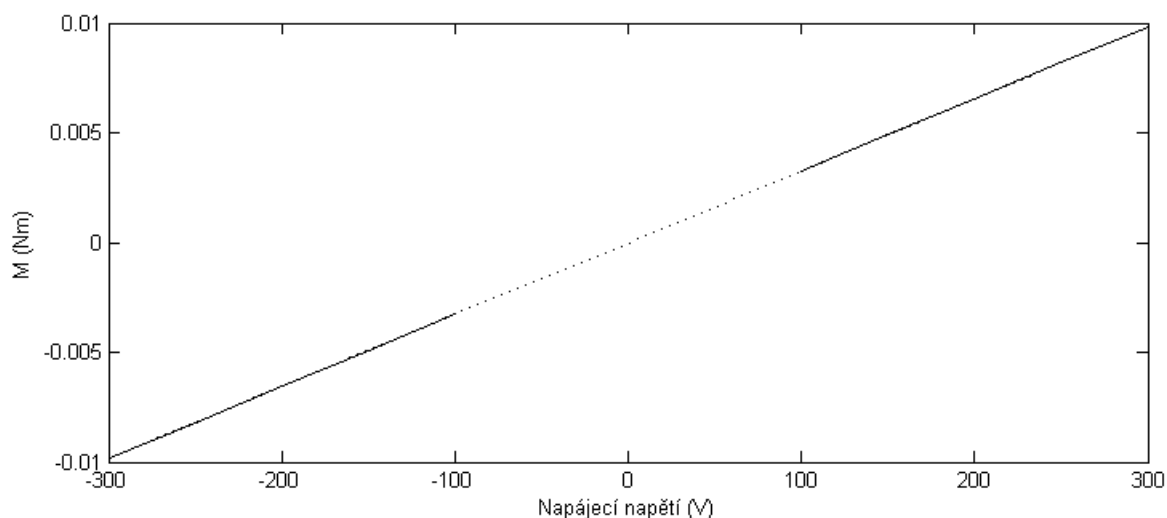
Funkce piezoelektrických aktuátorů jako tlumič vibrací jsme už odvodili dříve. Realizace odpovídá vzorci (26).





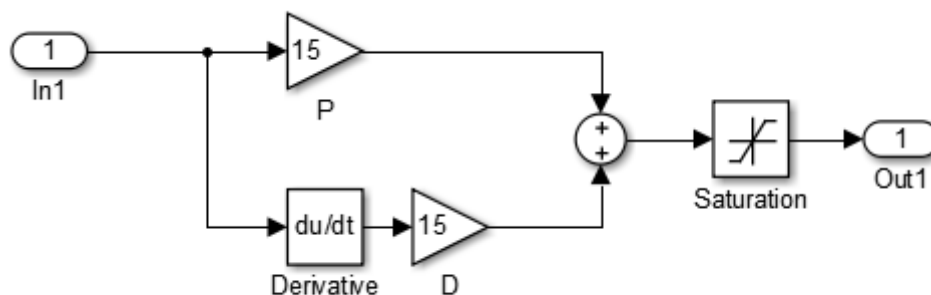
Obrázek 16: Realizace simulačního modelu piezoelektrického aktuátoru

Protože předpokládáme, že výchylka místa ukotvení aktuátoru nebude příliš odlišná od výchylky špičky aktuátoru, počítáme s nulovou výchylkou. Závislost momentu na napětí pak můžete vidět na obrázku 17. Vztah pro nižší napájecí napětí nemáme, ale i když víme, že není úplně lineární, pro nízké napájení bude chyba velice nízká.



Obrázek 17: Statická charakteristika QPK-1001

Nakonec je třeba vytvořit regulátor. Jako vstup do regulátoru je výchylka volného konce. Jelikož nechceme odstraňovat trvalou regulační odchylku, je vhodné zvolit PD nebo samostatný D regulátor. Pro napodobení reálného systému s omezeným napěťovým výstupem volíme na výstup regulátoru nelineární blok 'Saturate', který výstup omezí na námi zadané hodnotě. Realizaci regulátoru můžete vidět na obrázku 18. Ověřili jsme si, že proporcionální složka nemá téměř žádný vliv na tlumení vibrací.



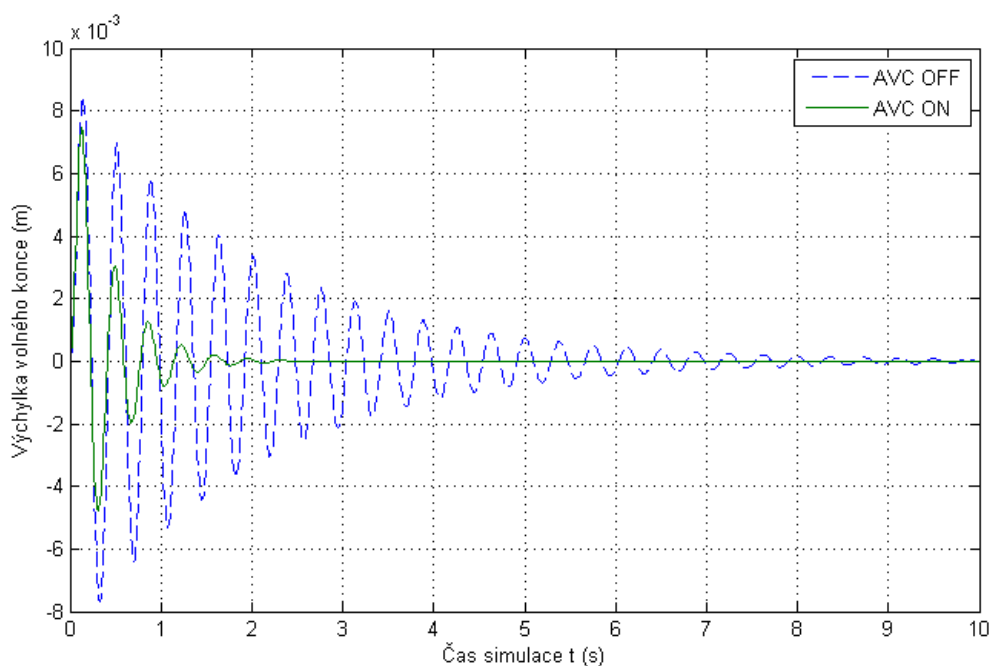
Obrázek 18: Realizace PD regulátoru v programu Simulink

## 2.3 Vizualizace výsledků

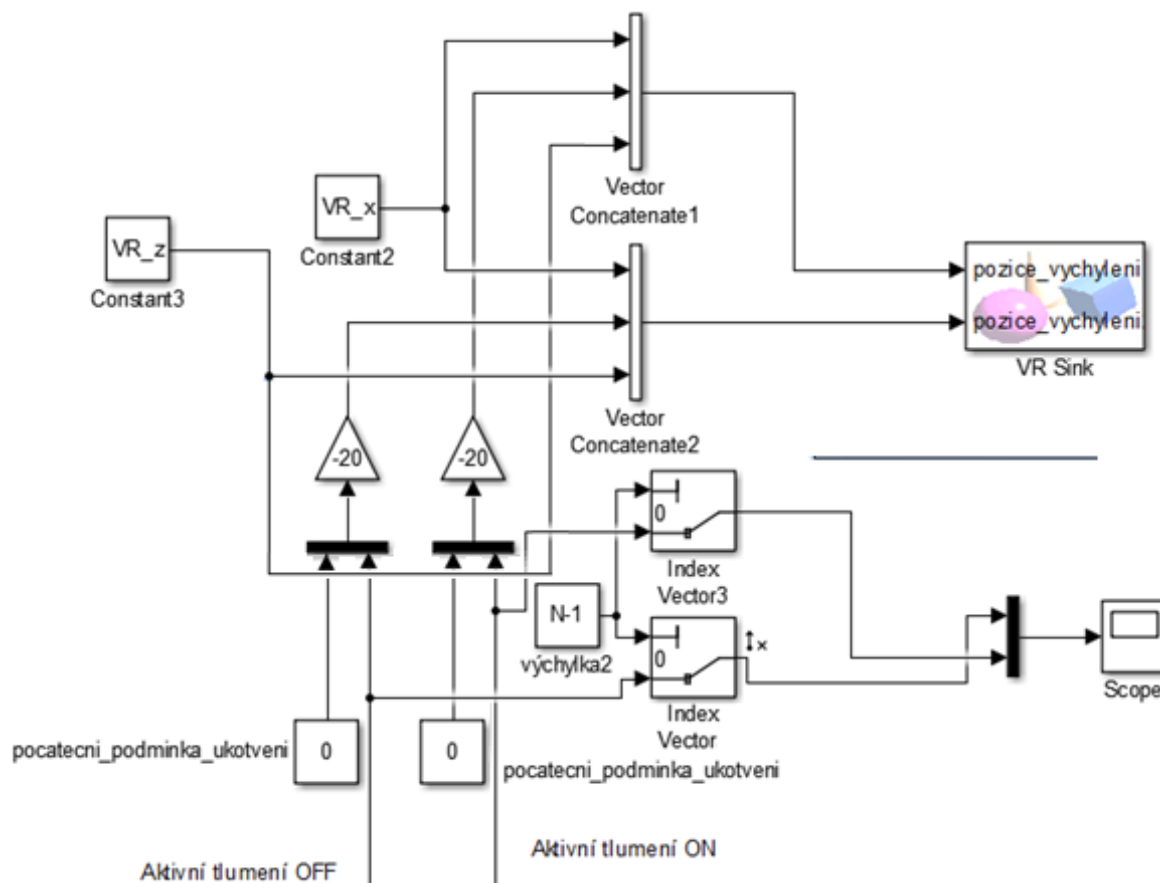
Výsledky simulace můžeme v programu MATLAB/Simulink zpracovat několika způsoby.

- Exportem výchylek do workspace
- Zobrazení pomocí bloku 'Scope'
- Grafická vizualizace hmotných bodů pomocí knihovny Simulink 3D Animation

Zpracování dat v modelu můžete vidět na obrázku 20 na následující straně. Na obrázku 19 je zobrazen výstup z bloku 'Scope'.



Obrázek 19: Porovnání účinků nosníků s AVC systémem a bez



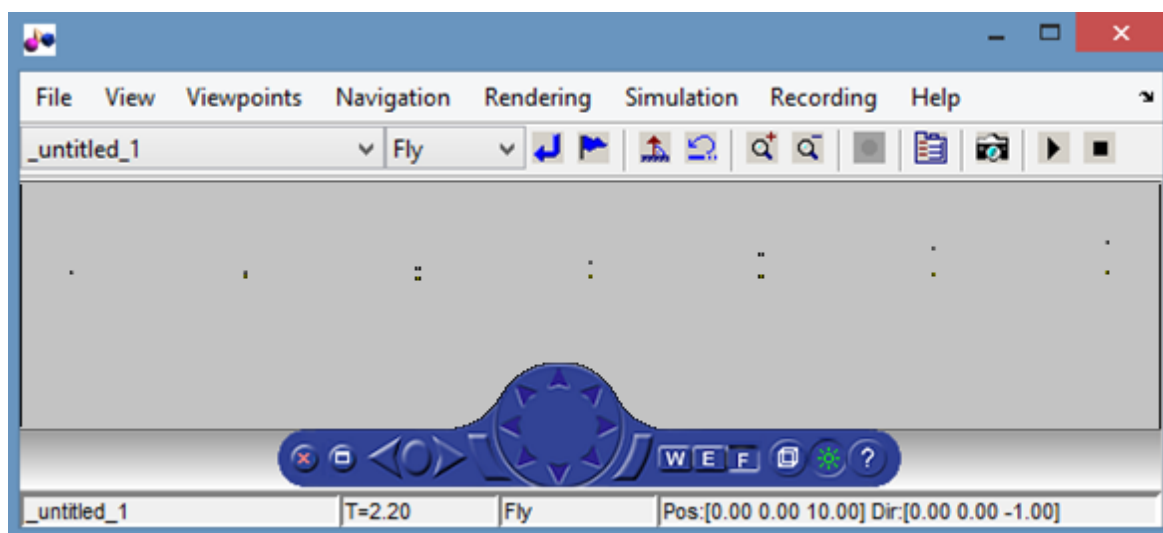
Obrázek 20: Zpracování dat z modelu

Pro vizualizaci všech hmotných bodů nosníku používáme knihovnu Simulinku pro práci s VRLM (Virtual Reality Modeling Language), což je jednoduché objektové rozhraní určené pro 3D modelování. Pro naše účely využíváme pouze 2D modelování a to tak, že jsme vytvořili objekty typu PointSet a těm zadáváme vektory bodů.

Proměnná  $VR_x$  obsahuje vektor umístění na ose  $x$  tak, aby body byly rovnoměrně rozloženy.  $VR_z$  je nulový vektor, jelikož pracujeme pouze ve dvou dimenzích prostoru.

Použití této vizualizace nabízí možnost získat informace o všech hmotných bodech nosníku v libovolný čas a to jednoduchou formou. Pomocí tohoto modulu můžeme také krokovat a sledovat výchylky nosníku.

Grafické rozhraní výstupu můžete vidět na obrázku 21.



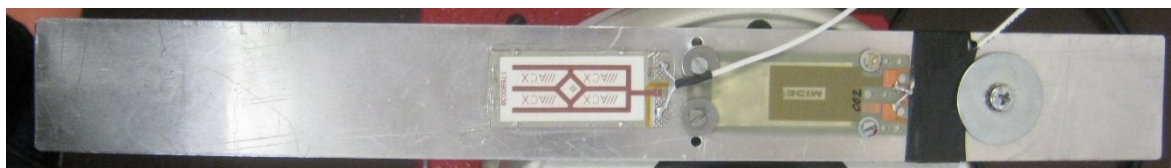
Obrázek 21: Vizualizace nosníků pomocí VR World

### 3 Fyzikální model

#### 3.1 Tvorba fyzikálního modelu

Jak už bylo dříve uvedeno, jako akční člen k tlumení vibrací je použit piezoelektrický aktuátor *PPA-4011*, který je pomocí šroubů uchycen k vetknutému nosníku poblíž pevného konce. Zvoleným nosníkem je 1 mm tlustý hliníkový pás o délce  $l_c \cong 350$  mm, přičemž délka od ukotvení je  $l = 300$  mm a šířce  $b = 40$  mm. Tento materiál byl zvolen z toho důvodu, že chceme dosáhnout vyšších výchylek volného konce za pomoci nízkého buzení. Tento aktuátor by však měl být schopen kvalitně tlumit vibrace i na nosníku s materiálem s nižší elasticitou (například ocel) či s vyšším momentem setrvačnosti (větší tloušťka).

Krom tohoto akčního členu jsme na nosník pomocí 5-minutového epoxidového lepidla uchytili také piezoelektrický aktuátor *PPA-1001*, který využíváme jako snímač výchylky. Tento snímač je umístěn decentralizovaně za *PPA-4011*. Výsledný nosník můžete vidět na obrázku 22.



Obrázek 22: Fyzikální model použitý pro testování tlumení vibrací

Pro řízení piezoelektrických aktuátorů potřebujeme dosáhnout řídicího napětí až přes sto voltů. Pro *PPA-4011* je doporučené napětí -120 až 120V. K zesílení signálu používáme zesilovač *PI E-500.00*. Tento zesilovač je určený přímo pro napájení piezoelektrických aktuátorů a to především lineárních piezoaktuátorů. Zesílení je pevně dané- 10. Tento zesilovač však není schopen poskytnout nám symetrické napětí -120 až 120V, ale od -20 až 120V. Z toho důvodu používáme stejnosměrný offset 40V s tím, že maximální amplituda vstupního signálu nesmí překročit upravený povolený limit -6 až 6V. Jelikož piezoelektrický aktuátor nemá potřebné silové účinky k statickému vychýlení a jelikož našim cílem není žádaná poloha ale nulová rychlost, nemá tato změna na AVC systém žádný vliv.

Tento zesilovač můžete vidět na obrázku 23.



Obrázek 23: Dvojice zesilovačů PI E-500.0 (využit jen jeden zesilovač)

Nosník můžeme vybudit buď přivedením harmonického signálu na vstup piezoelektrického aktuátoru anebo impulsně tak, že volný konec nosníku vychýlíme z předem ustálené polohy. Pro měření vibrací však využíváme zdroj kinematického buzení *LDS V-400 Series*. Jeho fotografie je na obrázku 24.



Obrázek 24: Frekvenční mechanický budič LDS V-400 Series

Tento vibrátor je připojen k zesilovači *LDS PA25E PA*, který je přímo určen pro práci s tímto budičem. Pro naše účely nám postačuje nastavení zesílení na polohu 1 a i přes to budíme LDS V-400 pouze signálem s amplitudou do 0,5V.

Zesilovač *LDS PA25E PA* je na obrázku 25.



Obrázek 25: Zesilovač LDS PA25E PA

Jako snímač v této práci využíváme Dopplerův laser *OMETRON VH-1000-D*, snímač vířivých proudů *IN-0085* a piezoelektrický senzor *PPA-1001*.

Dopplerův laser používáme pro přímé měření rychlosti volného konce, tj. derivace výchylky. Jedná se o senzor schopný snímat rychlost v rozsahu do 500 mm/s s maximálním zrychlením do 69 km/s<sup>2</sup>. Jeho hlavní výhody oproti snímači vířivých proudů, který také používáme k měření volného konce, jsou, že měříme přímo rychlost a nejsme omezeni rozsahem výchylky. Interní dolnoproustní filtr laseru nastavujeme na 1 kHz. [16]

Dopplerův laser OMETRON VH-1000-D je na obrázku 26.



Obrázek 26: Dopplerův laser OMETRON VH-1000-D



Dalším snímačem, který využíváme je indukční snímač na principu vířivých proudů IN-085. Jedná se o vysoce citlivý bezkontaktní snímač s rozsahem cca 0,5 mm pro materiál hliník. Tímto snímačem měříme vychýlení volného konce nosníku. Tento snímač je vhodný především pro malé výchylky. Pokud bychom nastavili buzení našeho nosníku tak, aby maximální výchylka volného konce při rezonančních frekvencích nepřekročila rozsah, nemohli bychom měřit nízké amplitudy výchylek mezi jednotlivými rezonancemi. Piezoelektrický aktuátor by byl schopný vibrace potlačit tak, že by se měření ztratilo v šumu. Z toho důvodu dáváme přednost Dopplerovu laseru.

Snímač IN-085 je na obrázku 27.



Obrázek 27: Snímač Schenck IN-085

Navíc je třeba změřit statickou charakteristiku pro materiál nosníku- tedy hliníku. Měření provádíme tak, že volný konec nosníku přibližujeme k snímači a měříme vzdálenost s odměřeným naměřeným napětím. K přibližování je použit metrický šroub s vysokou maticí se stoupáním  $P = 1$  mm. Naměřená funkce je:

$$U = 1,6207 \cdot y - 2,8247 \quad (35)$$

Kalibrace je znázorněná na obrázku 28.



Obrázek 28: Kalibrace snímače IN-0085

Jako poslední snímač používáme piezoelektrický senzor PPA-1001, který již byl popsán dříve. Tento snímač však neumístujeme na volný konec, ale za řídicí člen- decentralizovaně.

Pro generování a zpracování signálů využíváme kartu pro HIL (Hardware-in-the-loop – Hardware ve smyčce) nebo R&D (research & development – výzkum a vývoj) simulace. Jedná se o techniku, která je využívána pro komplexní testování. [20]

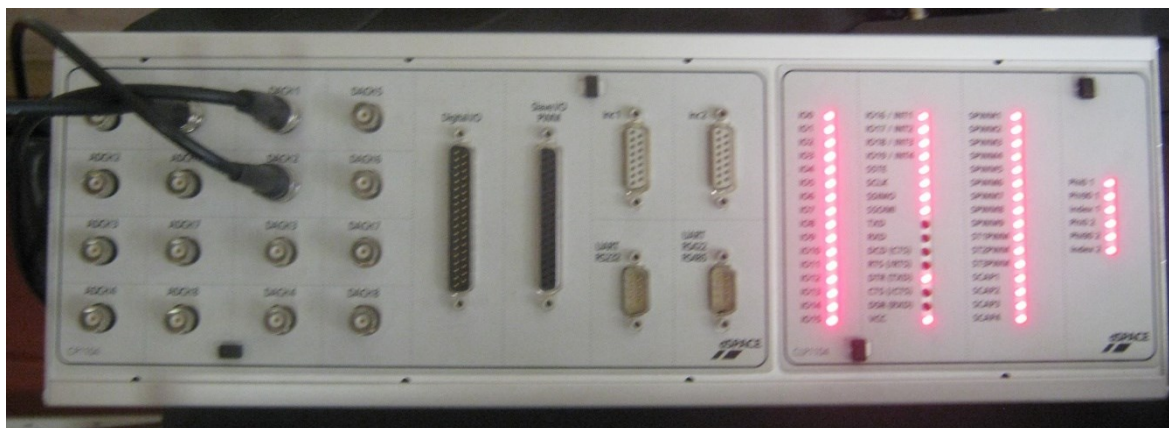
Výstupy snímačů a vstupy obou použitých zesilovačů jsou zapojeny do konektorového a LED panelu pro měřicí kartu *DS1104 R&D Controller Board* s označením *CLP1104*, které jsou propojeny pomocí kabelu *ADP\_CAB\_1104*. [19]

R&D systémy (z překladu Research and Development – výzkum a vývoj) jsou sofistikované systémy umožňující rychlé testování praktických aplikací s velice vysokými nároky v laboratorních podmínkách. [20]

PC karta DS1104 značky dSPACE obsahuje 20 binárních programovatelných vstupně výstupních vstupů, 8 16-bitových analogových výstupů s výstupním bipolárním napětím 10V, 16-bitové přepínané 4 analogové vstupy, 12-bitové analogové 4 vstupy obsahující každý vlastní A/D převodník a 6 časovačů. To vše s vzorkovací frekvencí 10 kHz. [20]

Jedná se tedy o systém vhodný pro testovací účely nebo pro HIL simulace (Hardware-in-the-loop – Hardware ve smyčce), kdy reálný systém nahradíme věrným simulačním modelem, se kterým testujeme jiné součásti, aniž bychom riskovali zničení reálného stroje.

Konektorový a LED panel můžete vidět na obrázku 29 a zapojení tohoto PC do karty na obrázku 30.



Obrázek 29: Konektorový a LED panel CLP 1104

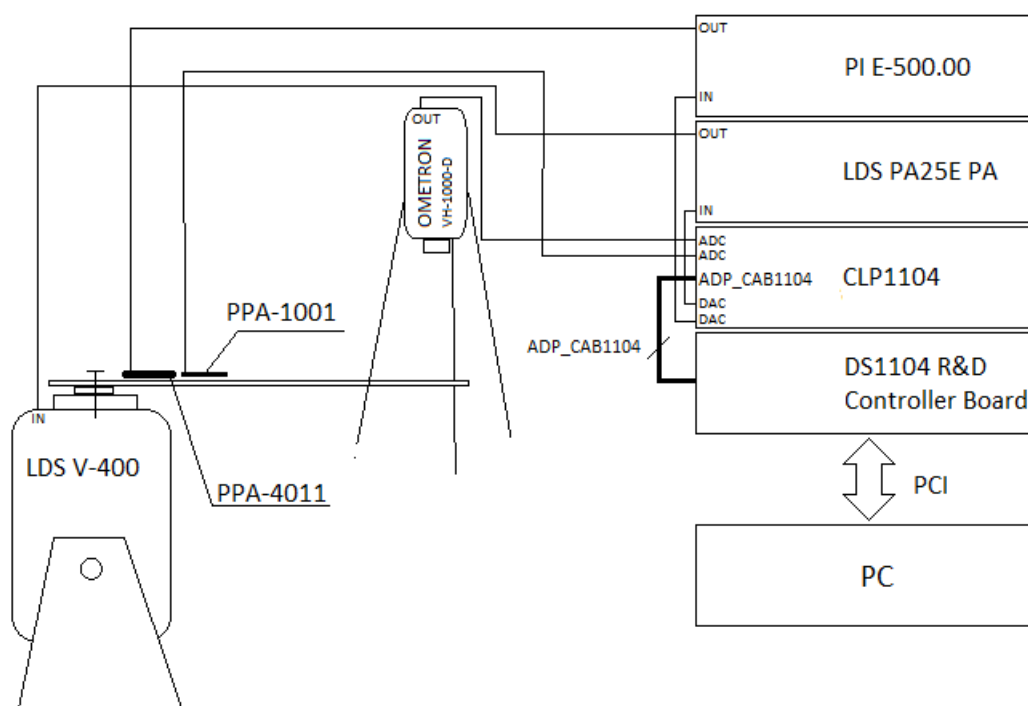


Obrázek 30: Propojení panelu a řídicí PCI karty DS1104

Měření pomocí laseru poté, co jsme zapojili celý řetězec, můžete vidět na obrázku 31. Schéma tohoto měření můžete vidět na obrázku 32. V případě, že bychom chtěli měřit se snímačem vířivých proudů, nahradíme pouze Dopplerův laser tímto snímačem.



Obrázek 31: Ukázka finálního uspořádání aktivního tlumení vibrací



Obrázek 32: Schéma našeho AVC systému

### 3.2 Tvorba softwarové podpory

K přístupu k řídicí kartě DS1104 je doporučená softwarová podpora dSPACE ControlDesk. Pomocí tohoto programu můžeme nahrát vytvořený program – experiment na řídicí kartu a poté vizualizovat naměřená data. [15]

Tvorba experimentu probíhá ve třech krocích:

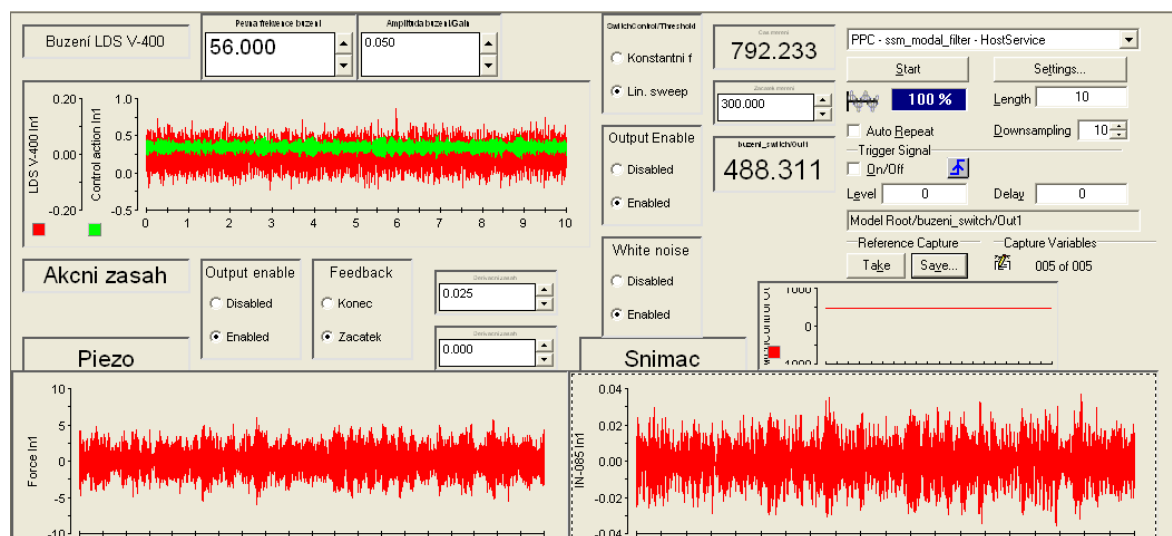
1. Ze seznamu funkčních bloků volíme jednotlivé prvky, které poté vkládáme na pracovní plochu. Pro náš program potřebujeme následující bloky:
  - Textový blok
  - Vstupní blok – pomocí tohoto bloku můžeme upravovat parametry našeho modelu v reálném čase
  - Displej – slouží k zobrazení zvolené hodnoty
  - Graf – zobrazující blok umožňující zobrazení měřené veličiny na čas
  - Přepínač – blok umožňující realizovat binární přepínání Simulinkového bloku switch
  - Blok pro shromažďování dat – pomocí tohoto bloku nastavujeme měření, které poté můžeme exportovat ve formátu mat. Konkrétně zde nastavujeme délku měření, měřené signály, spouštěč simulace (můžeme měřit impulsní funkci), podvzorkování (slouží k přeskokování jednotlivých vzorků neboli k snížení objemu dat).
2. Propojení se zkompilevaným modelem z programu MATLAB/Simulink.
3. Spárování jednotlivých bloků s proměnnými s propojeným modelem.

Pro naše účely potřebujeme zobrazovat průběhy dvou výstupních signálů (buzení LDS V-400, akční zásah PPA-4011), průběh snímaného napětí piezoelektrického snímače PPA-1001 a zvoleného snímače na volném konci nosníku ať už se jedná o Dopplerův laser nebo snímač vířivých proudů.

Naše aplikace také potřebuje přepínače na vypínání výstupů (Output Enable), určování snímače, který bude použit pro AVC a přepínáním mezi různými styly buzení- mezi lineárním nárůstem frekvence (linear sweep), konstantní frekvencí a bílým šumem.

Také jsou třeba vstupní bloky pro nastavení konstantní frekvence, lineární frekvence, zesílení vstupního signálu a derivační (závislé na rychlosti) složky regulátoru. Jak již bylo řečeno dříve, při aktivním tlumení vibrací není našim cílem regulovat polohu volného konce.





Obrázek 33: Vizualizace experimentu v dSPACE ControlDesk

Na obrázku 33 je zobrazena finální vizualizace. První graf vlevo nahoře obsahuje výstupní signály. Levý dolní graf obsahuje diferenciální průběh výstupu piezoelektrického aktuátoru. Vpravo od tohoto grafu je poté průběh výstupu snímače volného konce. Je třeba pamatovat, že výstup ze snímače vířivých proudů je třeba opět diferencovat. Menší graf nad tímto grafem nám ukazuje frekvenci vstupního signálu.

Jak je zřejmé, vizualizace nám umožňuje v reálném čase nastavovat frekvenci, amplitudu vstupního napětí, parametry lineárního sweepu a řídicího obvodu. Také můžeme pomocí dostupných přepínačů vypínat výstupy a přepínat režimy.

Mimo buzení harmonickým signálem s konstantní frekvencí a amplitudou můžeme zdroj kinematického buzení budít signály typu lineární sweep nebo bílým šumem.

Lineární sweep je harmonický signál jehož frekvence lineárně roste. Kromě lineární změny frekvence se může použít také logaritmický růst. Jelikož však měříme pouze v rozsahu nižších frekvencí do 80 Hz, volíme lineární nárůst, jehož rovnice je:

$$f = A \cdot t + f_0, \quad (36)$$

kde konstantu  $A$  vypočítáme podle:

$$A = \frac{f_0 + f_{max}}{T}, \quad (37)$$

kde

$f_0$  je počáteční frekvence,

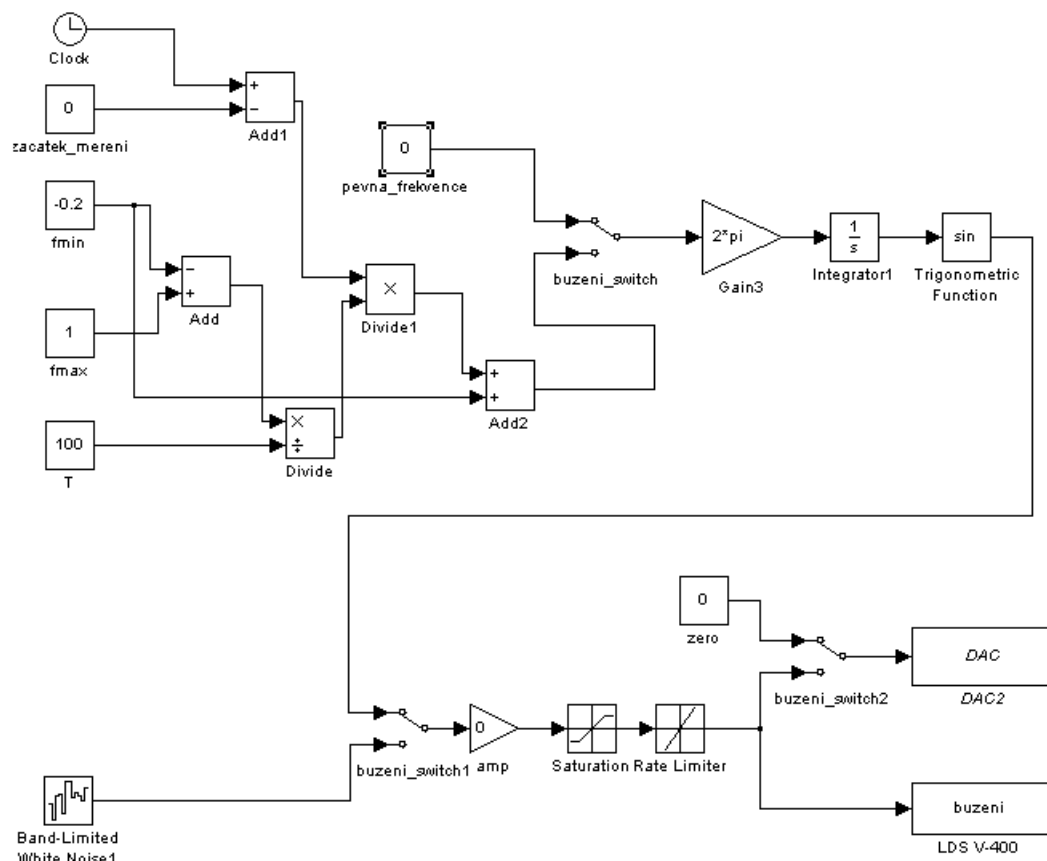
$f_{max}$  je konečná frekvence frekvence,

$T$  je délka měření.

Data po měření exportujeme ve formátu mat a dále zpracováváme v programu Signal Analyser. Jedná se program, který nám umožňuje rychlé zpracování signálů ať už chceme vytvořit autospektra nebo frekvenční charakteristiky.

V programu MATLAB/Simulink využíváme knihovnu RTI (knihovna rozhraní reálného času), která obsahuje ADC (převodník z analogového signálu na digitální) a DAC (převodník z digitálního signálu na analogový), což jsou reálné vstupy a výstupy na naší kartě.

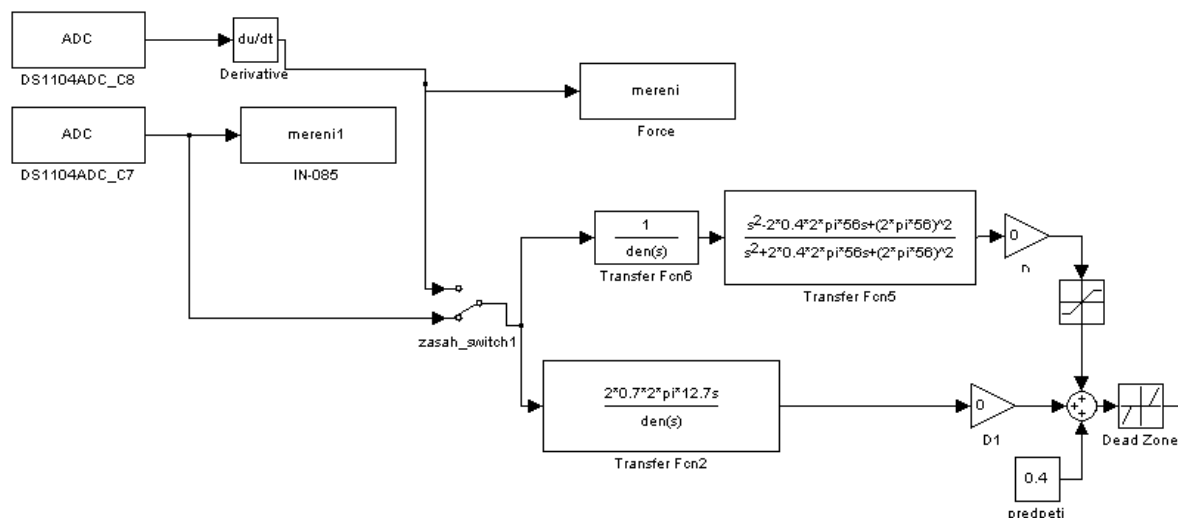
Generování buzení lze vidět na obrázku 34.



Obrázek 34: Propojení Simulinkových modelů s reálným rozhraním

Na obrázku 35 naopak lze vidět zpracování snímačů a vytvoření akčního zásahu. V tomto případě porovnáváme účinky pásmové propusti oproti all-pass filtru. Můžete zde

vidět přepětí diskutované dříve, blok Saturate určený k ochraně vstupů zesilovače a Dead Zone k ochraně proti šumu v klidu. Více o tlumení bylo napsáno v první kapitole.



Obrázek 35: Propojení Simulinkových modelů s reálným rozhraním

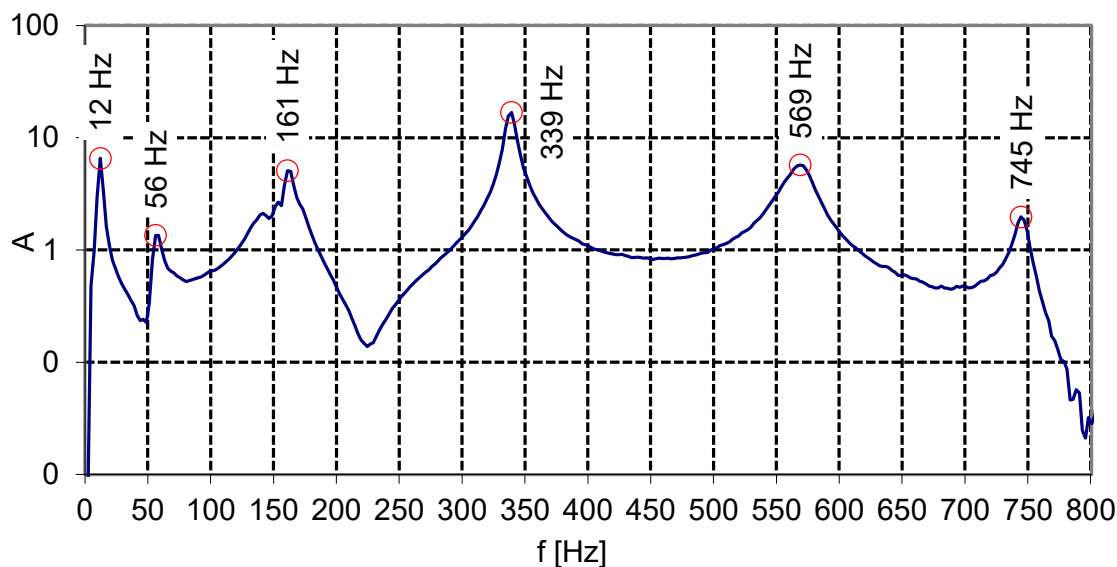
### 3.3 Efekt aktivního tlumení vibrací

Jako první úkol je třeba změřit frekvenční přenos z piezoelektrického aktuátoru na nosník. Díky tomuto měření vyhodnotíme skutečné vlastní frekvence nosníku, které jsou nepatrně změněny vlivy, o kterých při výpočtu neuvažujeme- například hmoty piezoelektrických aktuátorů a přítomnost vyvrtaných otvorů pro jejich montáž.

Toto měření provádíme tak, že piezoelektrický aktuátor budíme signálem typu bílý šum a zároveň odměřujeme budicí a výstupní napětí. Při této metodě předpokládáme, že frekvence jednotlivých složek se průchodem systémem nemění- systém je lineární. Výpočet provádíme v programu Signal Analyser, kde nastavujeme počet hodnot frekvenční charakteristiky 400 a počet průměrování více než 200.

Naměřenou charakteristiku lze vidět na obrázku 36. Šest vrcholů spektra určuje frekvenci modu kmitání. Neoznačené zůstávají frekvence antirezonance, kdy kmitání je téměř utlumené.





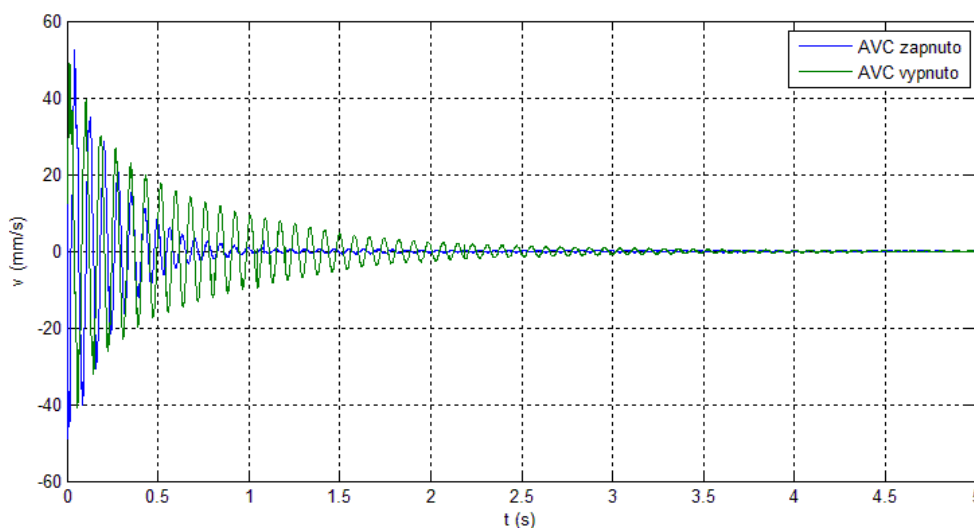
Obrázek 36: Frekvenční odezva z piezoelektrického aktuátoru na rychlost výchylky volného konce (v mm/s)

Poté je zapojen řídicí okruh k AVC. Účinky měříme pomocí následujících metod:

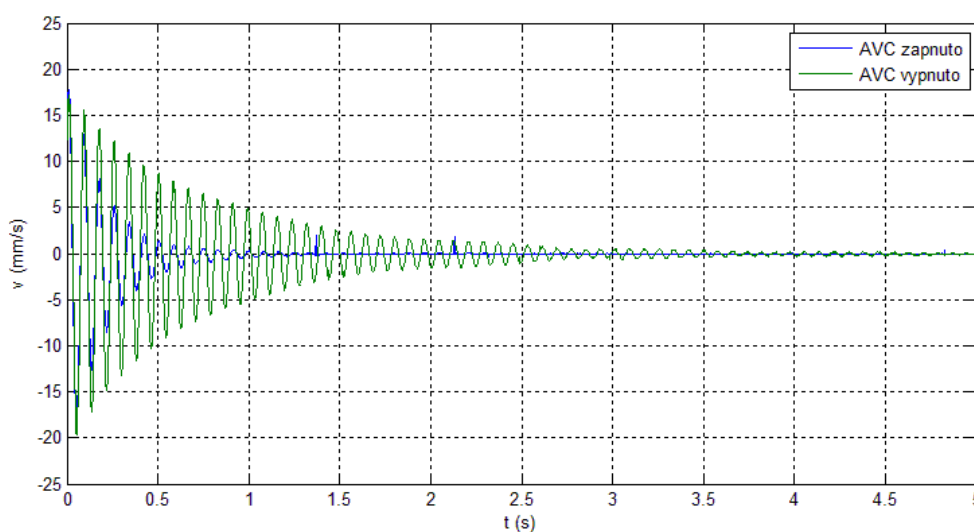
1. Impulsní buzení výchylky volného konce – měření dokmitání
2. Kinematické buzení pomocí LDS V-400 funkcí lineární sweep
3. Kinematické buzení pomocí LDS V-400 funkcí bílý šum

Na obrázku 37 a 38 můžete vidět účinky AVC systému na časový průběh impulsní charakteristiky. Z provedených měření můžeme říct, že účinky při měření volného konce oproti měření středu nosníku jsou přibližně 3x rychleji potlačeny.

Je třeba upozornit na to, že pro lepší grafické znázornění jsme pro měření pomocí Dopplerova laseru zvolili 3x vyšší původní výchylku.

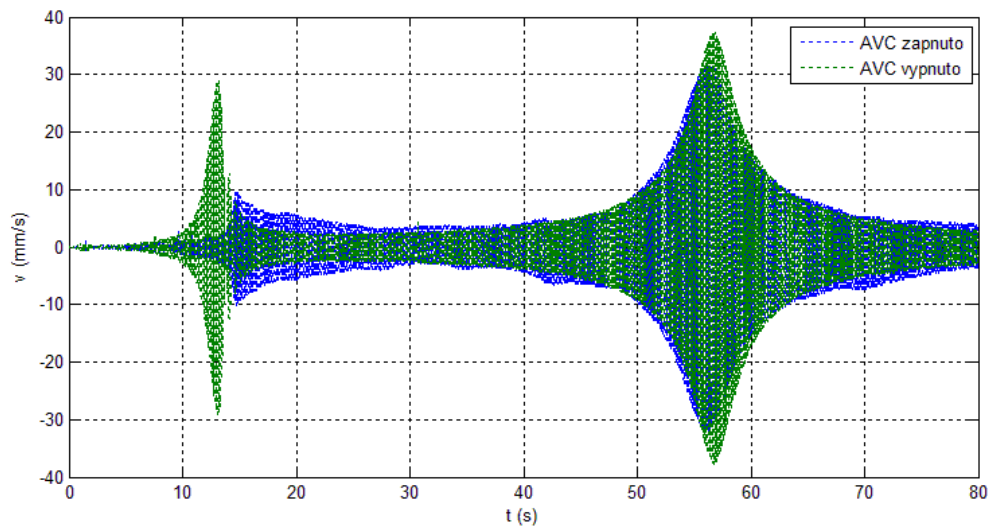


Obrázek 37: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s využitím zpětné vazby od rychlosti volného konce v časové oblasti

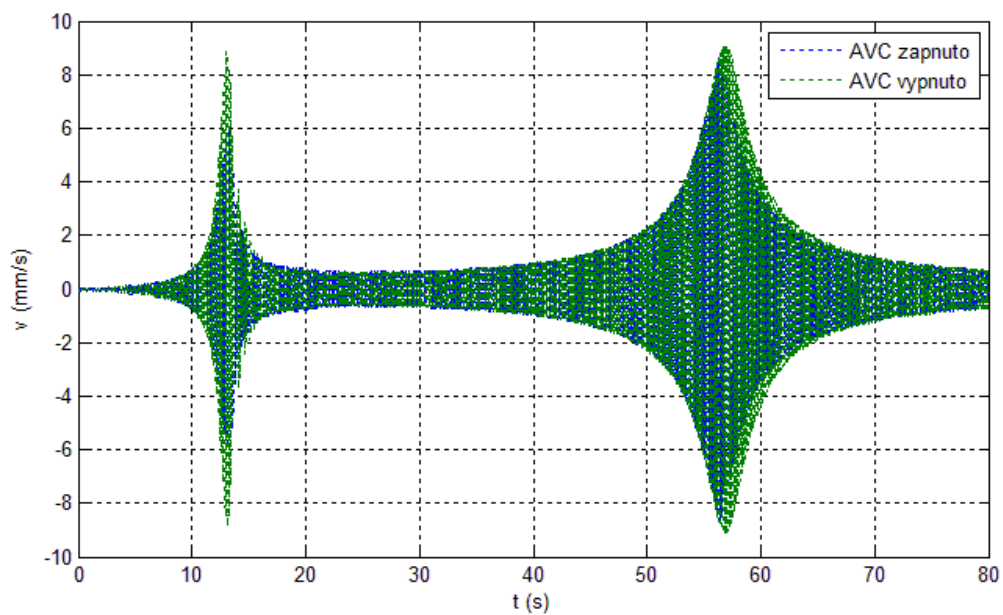


Obrázek 38: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s využitím zpětné vazby od rychlosti středu nosníku v časové oblasti

Více informací o účincích vibrací můžeme zjistit při buzení mechanických vibrací pomocí LDS V-400 harmonického signálu o frekvenci, která je závislá na čase měření. Pro naše účely proměřujeme pouze první dvě rezonanční frekvence- měříme tedy od 0 Hz do 80 Hz. Výsledky z těchto měření můžete vidět na obrázcích 37 (pro měření volného konce) a 38 (pro měření s PPA-1001).



Obrázek 39: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení funkcí s lineárním růstem frekvence s využitím zpětné vazby rychlosti středu nosníku



Obrázek 40: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s lineárním růstem frekvence s využitím zpětné vazby rychlosti středu nosníku

Nižší účinky s využitím piezoelektrického snímače jsou z toho důvodu, že není umístěn ani ve stejné poloze jako aktuátor ani na konci volného konce, ale poblíž uzlů všech sudých módů. Abychom udrželi stabilitu, musíme volit nízké zesílení řídicího systému.

## Závěrečné zhodnocení

Ve chvíli, kdy chceme omezit mechanické vibrace, musíme do systému zavést tlumení, které je závislé na derivaci výchylky, tedy rychlosti. Proporcionální složka (výchylka) nemá na tlumení vibrací téměř vliv. Naším cílem není regulovat výchylku, ale dosáhnout nulové rychlosti.

Vetknutý nosník můžeme modelovat jako soustavu setrvačných bodů oddělených torzními tlumiči a pružinami- tato metoda je prezentována v kapitole 2.

Pro tlumení vibrací je zapotřebí znát frekvence a tvary kmitání jednotlivých modů. Ty můžeme pro ukotvený nosník získat z Euler-Bernoulliho teorie tak, jak bylo popsáno v první kapitole. V této práci se snažíme o nekolokované řízení, kdy je našim cílem tlumit vibrace na volném konci nosníku pomocí aktuátoru umístěného poblíž vetknutí. Pro liché mody je zpětná vazba záporná, zatímco pro sudé mody je kladná. Fáze akčního zásahu musí být pro účel tlumení záporná a zároveň ve fázi s tlumeným modelem. Pro tlumení tedy využíváme filtry paralelně zapojené, konkrétně pásmové propusti nebo all-pass filtry, tak, jak bylo popsáno v první kapitole.

Piezelektrické aktuátory mají oproti ostatním aktuátorům vhodných pro AVC účely své výhody a to hlavně malé rozměry, jednoduchost a vysokou odolnost. Při malých výchylkách vyvinou velkou sílu. Jsou vhodné do malých a precizních systémů, do kterých můžou být jednoduše implementovány. Díky tomu můžeme umožnit správnou funkci těchto zařízení a zároveň prodloužit jejich životnost.

Piezelektrický aktuátor byl otestován na vytvořeném přípravku, kde byl hliníkový pás kinematicky buzen vibrátorem, zatímco byly tyto účinky aktivně tlumeny pomocí aktuátoru MIDÉ PPA-4011 se zpětnou vazbou z Dopplerova laseru nebo z piezelektrického senzoru PPA-1001. Z impulsní odezvy je zřejmé, že dokmitání se zkrátilo. Při použití PPA-1001 byl úspěšně utlumen první mód, avšak z toho důvodu, že byl umístěn poblíž středu, tedy uzlu, druhá špička nebyla dostatečně zatlumená. Výsledky jsou prezentovány v kapitole 3. Úspěšné tlumení je předvedeno na vytlumení vibrací po impulsním vybuzení a po vybuzení kinematicky harmonickým signálem s lineárně rostoucí frekvencí.

V budoucnu by mohla být práce dále rozšířena návrhem adaptivního filtru a otestování aktuátoru PPA-4011 na robustnějším nosníku.

## Seznam použité literatury

[1] PREUMONT, André a Kazuto SETO. Active control of structures. Chichester, U.K.: John Wiley, 2008, ix, 296 p. ISBN 0470033932.

[2] ZANNON, Mohammad. Free Vibration of Thin Film Cantilever Beam. In: International Journal of Engineering and Technical Research. Volume-2, Issue-11. 2014, s. 304-316. ISSN 2321-0869.

[3] Juntao Fei, "Active vibration control of flexible steel cantilever beam using piezoelectric actuators," in System Theory, 2005. SSST '05. Proceedings of the Thirty-Seventh Southeastern Symposium on , vol., no., pp.35-39, 20-22 March 2005

[4] Tůma, J.; Škutová, J., "Simulation of active vibration control of the cantilever beam," in Carpathian Control Conference (ICCC), 2012 13th International , vol., no., pp.744-747, 28-31 May 2012

[5] Šuránek, P.; Mahdal, M.; Tůma, J., "Modelling and simulation of an active damped structure," in Control Conference (ICCC), 2014 15th International Carpathian , vol., no., pp.588-591, 28-30 May 2014

[6] TŮMA, Jiří; MAHDAL, Miroslav; ŠURÁNEK, Pavel. SIMULATION STUDY OF THE NON-COLLOCATED CONTROL OF A CANTILEVER BEAM. Mechanics and Control, [S.l.], v. 32, n. 3, p. 110, Sep. 2014. ISSN 2300-7079.

[7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.

[8] NOSKIEVIČ, Petr. Modelování a simulace mechatronických systémů pomocí programu MATLAB SIMULINK. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013, 83 s. ISBN 978-80-248-3231-9.

[9] MIDÉ. Piezo Protection Advantage: Product datasheet. REVISION No. 001. 2016.

[10] MIDÉ [online]. [cit. 2016-02-03]. Dostupné z: <http://www.mide.com/>

[11] Simulink: Second-Order Filter [online]. [cit. 2016-05-04]. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/secondorderfilter.html>

[12] TŮMA, Jiří, Pavel ŠURÁNEK a Miroslav MAHDAL. *STABILITY OF THE ACTIVE VIBRATION CONTROL OF CANTILEVER BEAMS*. VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Ostrava, Czech republic, 2013.

[13] Vibrations of Cantilever Beams: Deflection, Frequency, and Research Uses. *Engineering Mechanics* [online]. 1999 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://emweb.unl.edu/Mechanics-Pages/Scott-Whitney/325hweb/Beams.htm>

[14] PREUMONT, Mechatronics : dynamics of electromechanical and piezoelectric systems. Dordrecht: Springer, 2006. ISBN 1-4020-4695-2.

[15] dSPACE GmbH, *Experiment Guide : For Release 5.3*. Germany, 2006.

[16] Ometron Ltd. *OMETRON: Portable Vibrometer VH-1000-D*. United Kingdom, 2004

[17] Tůma, J. Diagnostika strojů, 1. vyd. Ostrava : Skripta VŠB - TU Ostrava, 2009. 138 s. ISBN 978-80-248-2116-0.

[18] TŮMA, Jiří. *Návod na tvorbu skriptů v programu Signal Analyser*. 2008, 1-24.

[19] Panels for Single-Board-Hardware [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.ases.co/Products/dSPACE/Single-Board-Hardware/Panels-for-Single-Board-Hardware>

[20] DS1104 R&D Controller Board [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [http://www.sport-transfer.eu/media/blfa\\_files/wymiary\\_boiska.pdf](http://www.sport-transfer.eu/media/blfa_files/wymiary_boiska.pdf)

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Těleso v pružném prostředí .....	11
Obrázek 2: Vliv součinitele poměrného tlumení $\xi$ na impulsní charakteristiku.....	13
Obrázek 3: Vliv součinitele poměrného tlumení $\xi$ na logaritmickou amplitudovou a fázovou charakteristiku.....	14
Obrázek 4: Účel potlačení vibrací .....	15
Obrázek 5: Režimy vibrací - tvar.....	18
Obrázek 6: Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika filtru typu pásmová propust .....	19
Obrázek 7: Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika all-pass filtru.....	20
Obrázek 8: Paralelní řízení pomocí pásmových filtrů .....	20
Obrázek 9: Logaritmická frekvenční a fázová charakteristika low-pass filtru.....	21
Obrázek 10: Piezoelektrický senzor a aktuátor MIDÉ QPK-1001 [9] .....	22
Obrázek 11: Rozměry MIDÉ QPK-1001 v mm [10].....	23
Obrázek 12: Piezoelektrický senzor a aktuátor MIDÉ QPK-4022 [10] .....	24
Obrázek 13: Rozměry MIDÉ QPK-4011 v mm [10].....	24
Obrázek 14: Náhradní schéma ukotveného nosníku.....	26
Obrázek 15: Simulační model v programu Simulink .....	28
Obrázek 16: Realizace simulačního modelu piezoelektrického aktuátoru .....	29
Obrázek 17: Statická charakteristika QPK-1001 .....	29
Obrázek 18: Realizace PD regulátoru v programu Simulink .....	30
Obrázek 19: Porovnání účinků nosníků s AVC systémem a bez .....	30
Obrázek 20: Zpracování dat z modelu .....	31
Obrázek 21: Vizualizace nosníků pomocí VR World .....	32
Obrázek 22: Fyzikální model použitý pro testování tlumení vibrací.....	33
Obrázek 23: Zesilovač PI E-500.0 .....	34
Obrázek 24: Frekvenční mechanický budič LDS V-400 Series .....	34
Obrázek 25: Zesilovač LDS PA25E PA .....	35

Obrázek 26: Dopplerův laser OMETRON VH-1000-D .....	35
Obrázek 27: Snímač IN-0085 .....	36
Obrázek 28: Kalibrace snímače IN-0085.....	37
Obrázek 29: Konektorový a LED panel CLP 1104 .....	38
Obrázek 30: Propojení panelu a řídicí PCI karty DS1104.....	38
Obrázek 31: Ukázka finálního aktivního tlumení vibrací.....	39
Obrázek 32: Schéma našeho AVC systému .....	39
Obrázek 33: Vizualizace experimentu v dSPACE ControlDesk .....	41
Obrázek 34: Propojení Simulinkových modelů s reálným rozhraním.....	42
Obrázek 35: Propojení Simulinkových modelů s reálným rozhraním.....	43
Obrázek 36: Frekvenční odezva z piezoelektrického aktuátoru na rychlost výchylky volného konce (v mm/s) .....	44
Obrázek 37: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s využitím zpětné vazby rychlosti volného konce .....	45
Obrázek 38: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s využitím zpětné vazby rychlosti středu nosníku .....	45
Obrázek 39: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení funkcí s lineárním růstem frekvence s využitím zpětné vazby rychlosti středu nosníku .....	46
Obrázek 40: Porovnání účinků AVC systému po vybuzení impulsní funkcí s lineárním růstem frekvence s využitím zpětné vazby rychlosti středu nosníku.....	46